

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SYSTÉM COMMON RAIL NA ŠESTIVÁLCOVÉM TRAKTOROVÉM MOTORU

COMMON RAIL SYSTEM FOR 6-CYLINDER TRACTOR ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JOSEF ČERNOCH

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Josef Černoch

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Systém Common Rail na šestiválcovém traktorovém motoru

v anglickém jazyce:

Common Rail System for 6-cylinder Tractor Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte instalaci vstřikovacího systému pro vznětový motor a proveďte nezbytné zásahy do konstrukce motoru. Umístěte vstřikovač, vysokotlaké čerpadlo a vstřikovací trubky. Proveďte pevnostní kontrolu nových navržených součástí.

Cíle diplomové práce:

Získání přehledu o zadané problematice. Stanovení základních vývojových trendů, návržení nového konstrukčního řešení a provedení příslušných výpočtů.

Seznam odborné literatury:

- [1] Koehler, E.: Verbrennungsmotoren, Vieweg ferlag, Braunschweig 1998
- [2] Rauscher, J.: Vozidlové motory, studijní opory, FSI VUT Brno 2003
- [3] HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002
794 s. ISBN 1-56091-734-2.
- [4] Baumruk, P.: Příslušenství spalovacích motorů, ČVUT Praha, 1996

Vedoucí diplomové práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 25.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá instalací moderního vysokotlakého vstřikovacího systému Common Rail na šestiválcový traktorový motor. Tento systém nahrazuje vstřikovací systém s řadovým čerpadlem. Instalace systému Common Rail na stávající motor je navržena s minimálními konstrukčními změnami bloku motoru a hlavy motoru. To je výhodné pro minimalizaci nákladů výroby při přechodu na vysokotlaký systém vstřikování. Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh a pevnostní analýzu nového komponentu vysokotlakého vstřikovacího systému.

Klíčová slova

Traktorový motor, Common Rail, vstřikovací systém, tlakový zásobník, vysokotlaké čerpadlo, vstřikovač

Abstract

This thesis deals with the installation of modern high pressure injection common rail system to six-cylinder tractor engine. This system replaces injection system with in-line fuel injection pump. Common Rail system installation on an existing engine is designed with minimal design changes to the engine block and engine head. It is advantageous to minimize production costs of the transition to high-pressure injection system. The thesis contains the design and stress analysis of the new component for high-pressure injection system.

Keywords

Traktor engine, Common Rail, injection system, pressure accumulator, high-pressure pump, injector

Bibliografická citace

ČERNOCH, J. *Systém Common Rail na šestiválcovém traktorovém motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 62 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně. Pro vypracování jsem použil uvedené informační zdroje a odborné připomínky mého vedoucího diplomové práce
Ing. Radima Dundálka, Ph.D.

V Brně dne 28. 5. 2010

.....
podpis

Poděkování

Děkuji mému vedoucímu diplomové práce Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. za odborné rady a připomínky, které jsem použil při vypracování této práce. Dále děkuji své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.

OBSAH

1	ÚVOD.....	8
2	VÝFUKOVÉ A HLUKOVÉ EMISE.....	9
2.1	Požadavky na motorovou naftu	9
2.2	Emise výfukových plynů	10
2.2.1	Normy stanovující emisní limity	10
2.2.2	Složení výfukových plynů	11
2.2.3	Hlukové emise	12
3	VYSOKOTLAKÉ VSTŘIKOVACÍ SYSTÉMY.....	12
3.1	Sdružená vstřikovací jednotka UIS	12
3.2	Sdružený vstřikovací systém UPS.....	13
3.3	Vysokotlaký vstřikovací systém Common Rail	15
3.3.1	Historie	15
3.3.2	Generace vývoje systému Common Rail.....	15
3.3.3	Způsob činnosti systému Common Rail.....	18
3.3.4	Nízkotlaká část systému	21
3.3.5	Vysokotlaká část systému.....	24
3.3.6	Elektronická regulace vznětových motorů	41
4	KONSTRUKČNÍ NÁVRH TRMENU VSTŘIKOVAČE	42
4.1	Hlava válce motoru.....	42
4.2	Výpočet šroubového spoje.....	44
4.3	Pevnostní analýza trmenu vstřikovače	47
4.3.1	Výsledky pevnostní analýzy	48
5	VYSOKOTLAKÁ ČERPADLA PRO ZÁSTAVBU.....	50
5.1	Vysokotlaké čerpadlo Denso U2 HP3	51
5.1.1	Konstrukce vysokotlakého čerpadla Denso HP3.....	51
5.1.2	Vytváření tlaku paliva vysokotlakým čerpadlem Denso HP3.....	51
5.2	Zástavba vysokotlakého čerpadla Denso U2 HP3.....	52
5.2.1	Model vysokotlakého čerpadla Denso U2 HP3.....	52
5.2.2	Zástavba do bloku motoru	53
5.3	Vysokotlaké čerpadlo Motorpal	54
5.3.1	Zástavba do bloku motoru	54
6	VYSOKOTLAKÝ ZÁSOBNÍK.....	55
7	VYSOKOTLAKÉ TRUBKY	55
8	INSTALACE SYSTÉMU COMMON RAIL NA ŠESTIVÁLCOVÉM TRAKTOROVÉM MOTORU	56
8.1	Varianta s použitím vysokotlakého čerpadla Denso	56
8.2	Varianta s použitím vysokotlakého čerpadla Motorpal	58
9	ZÁVĚR.....	59
10	POUŽITÁ LITERATURA	60
11	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	61
12	SEZNAM PŘÍLOH	62

1 ÚVOD

První vznětový spalovací motor sestrojil pařížský konstruktér Rudolf Christian Karl Diesel v roce 1897. Od té doby se oblast použití Dieselova motoru neustále rozšiřovala. Jeho použití vedlo od stacionárních motorů pro pohon různých strojů přes nákladní automobily a traktory až po osobní automobily, kde se v dnešní době uplatňuje ve stále větší míře.

Spalovací motor má tedy v dnešní společnosti nezanedbatelné místo. Bohužel s přibývajícím počtem spalovacích motorů a s nimi spojených výfukových emisí se zhoršuje čistota životní prostředí. Proto je uplatňována přísná legislativa, která vyvíjí na výrobce tlak, aby co nejvíce snižovali emise výfukových plynů a tím méně znečišťovali životní prostředí. Pokud motor nesplňuje předepsané limity emisí, není jeho prodej povolen na území daného státu.

Existuje několik způsobů, jak přísné limity splnit. Především je nutné zdokonalit spalování. Tomu napomáhají i vysokotlaké vstřikovací systémy, které dokáží palivo rozpráshit na malé kapičky. Jedním z vysokotlakých vstřikovacích systémů je systém Common Rail, kterým se zabývá tato diplomová práce.

Firma Zetor vyvinula nový šestiválcový motor o objemu 6,2 l. Tento motor je v současnosti osazen mechanickým vstřikovacím čerpadlem a splňuje emisní limit Stage III. Pro další snížení emisí se předpokládá osazení motoru vysokotlakým vstřikovacím systémem Common Rail. Instalaci tohoto systému do šestiválcového motoru řeší tato diplomová práce. Motor bude agregován ve vyvíjeném traktoru Zetor Maxterra.



Obr. 1 Zetor Maxterra [12]

2 VÝFUKOVÉ A HLUKOVÉ EMISE

2.1 Požadavky na motorovou naftu

Moderní vysokotlaké vstřikovací systémy mají oproti konvenčním vstřikovacím systémům vyšší požadavky na kvalitu motorové nafty. Její kvalitu v současnosti specifikuje evropská norma EN 590, do které jsou v plném rozsahu implementovány všechny požadavky směrnice 98/70/EC, ve znění směrnice 2003/17/EC. Tato evropská norma je převzata do systému českých norem.

Znak jakosti	ČSN EN 590	
	min.	max.
Všeobecné požadavky		
Bod vzplanutí, °C	nad 55	
Karbonizační zbytek, % m/m (vztaženo na 10 % destilační zbytek)		0,30
Obsah popela, % m/m		0,01
Obsah polycyklických aromatických uhlovodíků, % m/m		11
Obsah vody, mg/kg		200
Obsah celkových nečistot, mg/kg		24
Korozivní působení na měď, stupeň (3 h při 50 °C)		třída 1
Oxidační stabilita, g/m ³		25
Obsah síry, mg/kg		50 (do 31.12.2008) 10 (od 1.1.2009)
Mazivost (wsd 1,4) při 60 °C, μm		460
Obsah FAME, % V/V		5
a) Normální klima – třídy B, D, F:		
CFPP, °C*: třída B (léto) třída D (přechod) třída F (zima)		0 -10 -20
Hustota/15°C, kg/m ³	820	845
Viskozita/40 °C, mm ² /s	2,00	4,50
Cetanové číslo	51	
Cetanový index	46	
Odpař. množství při 250 °C, % V/V		<65
Odpař. množství při 350 °C, % V/V	85	
95 % V/V predestiluje při, °C		360
b) Arktické klima – třída 2:		
CFPP, °C		-32
CP, °C		-22
Hustota/15°C, k g/m ³	800	840
Viskozita/40 °C, mm ² /s	1,50	4,00
Cetanové číslo	48	
Cetanový index	46	
Odpař. množství při 180 °C, % V/V		10
Odpař. množství při 340 °C, % V/V	95	

* Léto: 15.4. – 30.9.
Zima: 16.11. – 28.2.
Přechod: 1.10. – 15.11. a 1.3. – 14.4.

Tab. 1. Požadavky na motorové nafty [9]

Od 1.1.2009 došlo ke zpřísnění limitu na obsah síry v motorové naftě na max. 10 mg/kg. Nová směrnice se v současné době přezkoumává a probíhá široká diskuse o dalším vývoji. Změny se očekávají zejména v uplatňování biokomponent, kdy by mohlo dojít ke zvýšení maximálně povoleného obsahu FAME (metylestery mastných kyselin) ze stávajících max. 5 % V/V na 7% až 10 % V/V. Další očekávanou změnou je snížení obsahu polyaromatických uhlovodíků na max. 8 % m/m.

Vlastnost		Odhad kvality po roce 2010
Cetanové číslo	min.	55 / 58
Cetanový index	min.	52 / 54
Hustota při 15 °C, kg/m ³	max.	835 / 825
Obsah síry, mg/kg	max.	<< 10
Polyaromáty, % m/m	min.	5 / 1
Aromáty celkem, %m/m	min.	15 / 10
95 % V/V předit při, °C	max.	340
CFPP – CP , °C	max.	10
Obsah FAME, % V/V	max.	10

Tab. 2 Odhadovaná budoucí kvalita motorové nafty [10]

2.2 Emise výfukových plynů

V současné době je kladen důraz na snižování emisí ve výfukových plynech spalovacích motorů. Emise vznikající v motoru při nedokonalém spalování jsou CO, HC a pevné částice. Emise vznikající za vysokých teplot při přebytku vzduchu jsou NO_x. Tyto jsou ve výfukových plynech zastoupeny v menším objemu než CO₂ a H₂O.

2.2.1 Normy stanovující emisní limity

Existuje mnoho norem a zákonů stanovujících emisní limity. Nejčastěji používané jsou:

Tier: norma platící v USA a Severní Americe

Stage: norma platící v Evropě

Euro: norma platící pro členské země EU, předepisuje limity pro motory osobních a užitkových automobilů

Off Highway: platí pro vozidla, která nejezdí po silnicích. Pro traktory platí část Non Road

EurEST: vychází z normy Off Highway, platí pro traktory a zemědělské stroje

Výkon (kW)	Emise	Rozměr	Platnost							
			2005	2006	2007	2008	2011	2012	2013	2014
37 - 56	CO	g/kWh	5,0			5,0			5,0	
	HC	g/kWh	1,3							
	NO _x	g/kWh	7,0							
	NO _x + HC	g/kWh				4,7			4,7	
	Částice	g/kWh	0,4			0,4			0,025	
56 - 75	CO	g/kWh	5,0			5,0		5,0		5,0
	HC	g/kWh	1,3					0,19		0,19
	NO _x	g/kWh	7,0					3,3		0,4
	NO _x + HC	g/kWh				4,7				
	Částice	g/kWh	0,4			0,4		0,025		0,025
75 - 130	CO	g/kWh	5,0		5,0			5,0		5,0
	HC	g/kWh	1,0					0,19		0,19
	NO _x	g/kWh	6,0					3,3		0,4
	NO _x + HC	g/kWh			4,0					
	Částice	g/kWh	0,3		0,3			0,025		0,025
nad 130	CO	g/kWh	3,5	3,5			3,5			3,5
	HC	g/kWh	1,0				0,19			0,19
	NO _x	g/kWh	6,0				2,0			0,4
	NO _x + HC	g/kWh		4,0						
	Částice	g/kWh	0,2	0,2			0,025			0,025

	EurEST II	EurEST IIIA	EurEST IIIB	EurEST IV
--	-----------	-------------	-------------	-----------

Tab. 3 Emisní limity traktorů a samojízdných pracovních strojů [3]

2.2.2 Složení výfukových plynů

Oxid uhelnatý (CO) – Množství těchto emisí ve výfukových plynech je závislé na poměru paliva a vzduchu. Dlouhodobější vdechování může být smrtelné.

Nespálené uhlovodíky (HC) – Produkt nedokonalého spalování. Jedná se o směs asi 200 HC. U vznětových motorů je dominantní akrolein dráždící dýchací cesty.

Oxidy dusíku (NO_x) – Závislost na teplotě a tlaku ve spalovacím prostoru, vznikají oxidací atmosférického dusíku ve spalovacím prostoru. Dominantní jsou NO, NO₂, N₂O. Nebezpečí NO_x spočívá v jejich toxicitě a skutečnosti, že jsou hlavní podmínkou pro vznik smogu.

Pevné částice a saze (PM) – Saze vznikají při nedokonalém spálení paliva a zbarvují výfukové plyny do tmava. Příčinou vzniku sazí bývá krakování nafty během spalování. Dochází k němu při vysokém tlaku a teplotě za nedostatku kyslíku. Jsou karcinogenní.

Oxid uhličitý (CO₂) – není jedovatý, ale má za příčinu skleníkový efekt.

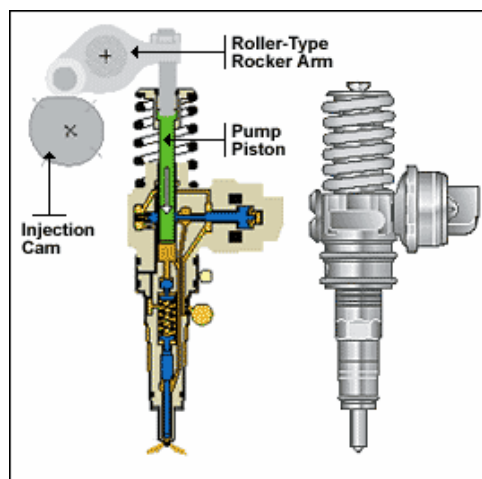
2.2.3 Hlukové emise

U traktorů je dominantní hluk způsobovaný motorem. Proto se výrobci snaží tento hluk minimalizovat. K tomu napomáhá i použití vstřikovacího systému s rozděleným vstřikem, zejména Common Rail.

3 VYSOKOTLAKÉ VSTŘIKOVACÍ SYSTÉMY

3.1 Sdružená vstřikovací jednotka UIS

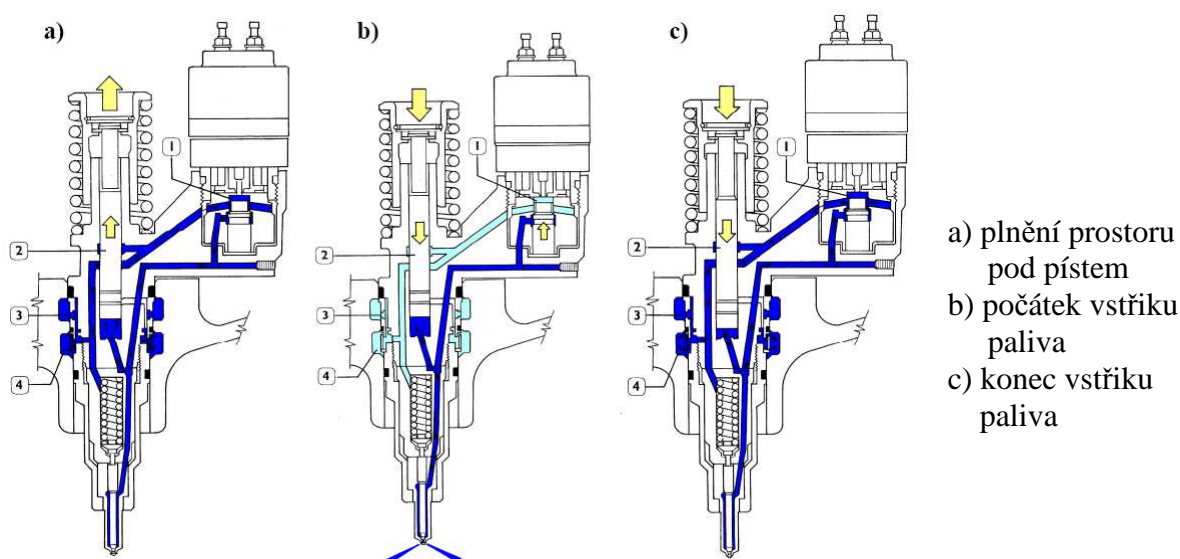
Označuje se UIS (Unit Injector System) nebo PD (Pumpe - Düse). V českém překladu se systém nazývá čerpadlo – tryska. U tohoto systému je čerpadlo a tryska sdružené do jednoho konstrukčního celku. Pro každý válec motoru se používá jedna vstřikovací jednotka. Systém sdružené vstřikovací jednotky dosahuje vstřikovacích tlaků až 2050 bar. Díky vysokému vstřikovacího tlaku dochází k lepšímu rozprášení paliva ve válci, což má za následek snížení emisí. Použití tak vysokého tlaku umožňuje i to, že není použito žádné vysokotlakové potrubí.



Obr. 2 Sdružený vstřikovač [13]

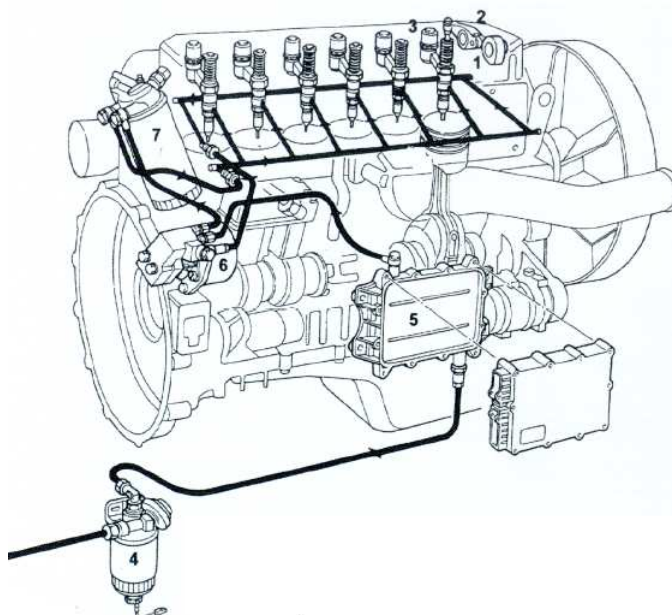
Princip činnosti systému se sdruženými vstřikovači

Na **Obr. 3a** při pohybu pístu vstřikovače (2) nahoru proudí přes elektromagnetický ventil (1) do prostoru pod pístem. Při obráceném pohybu pístu vstřikovače (2) se palivo vrací do plnicího okruhu (4) dokud se nezavře elektromagnetický ventil (1). Po jeho uzavření stoupá v prostoru pod pístem tlak. V době, kdy síla na jehlu překoná sílu pružiny, je palivo vstřikováno do válce. (**Obr. 3b**) Ke vstřikování dochází tak dlouho dokud se neotevře elektromagnetický ventil (1), palivo začne proudit do plnicího kanálu. Tím poklesne tlak působící na jehlu trysky a dojde k jejímu uzavření. Plnicí prostor (4) je spojen s prostorem (3), který je napojen na kanál přívodu paliva mikrofiltrem. Současně oddělení těchto prostorů omezuje průnik tlakových pulsů, po otevření elektromagnetického ventilu ukončujícího vstřik paliva, do plnicího kanálu vstřikovačů. [5]



Obr. 3 Princip činnosti systému čerpadlo- trysky [5]

Palivová soustava se systémem sdružených vstřikovačů



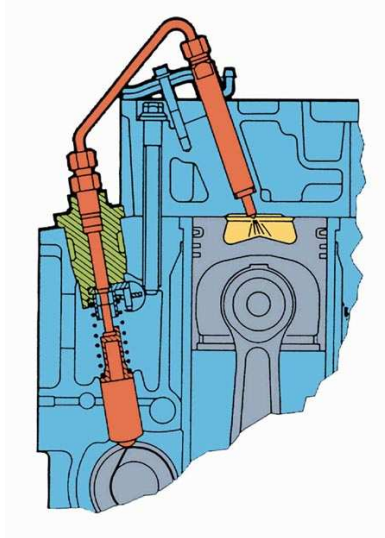
Obr. 4 Palivová soustava motoru se sdruženými vstřikovači [5]

Palivo je dopravováno elektrickým čerpadlem z nádrže přes filtr (4) a výměník (5) do čerpadla (6). Z něho proudí palivo přes jemný filtr (7) do systému kanálků ve sdružených vstřikovačích.

3.2 Sdružený vstřikovací systém UPS

Označuje se UPS (Unit Pump System) nebo PLD (Pumpe-Leitung-Düse). Česky se nazývá čerpadlo – vedení – tryska. Tento systém je odvozen od systému PD. Na rozdíl od PD je vstřikovač spojen s elektromagnetickým ventilem krátkým vysokotlakým potrubím.

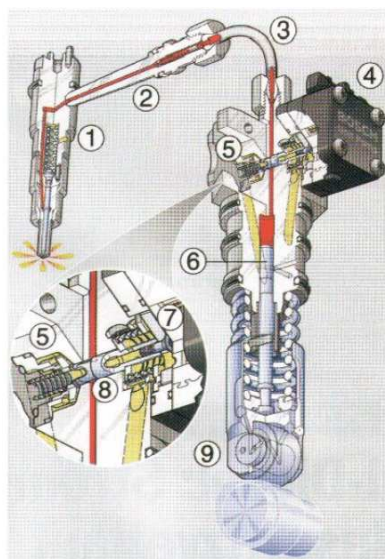
I zde je ke každému válci přiřazen jeden vstřikovací element poháněný přes vačku na vačkové hřídeli OHV. Systém PLD dokáže vyvinout vstřikovací tlak 2000 bar.



Obr. 5 Systém PLD [3]

Princip činnosti systému PLD

Na **Obr. 6** je vstřikovač (1) je uložený v hlavě válce a je spojen přívodním nátrubkem (2) a vysokotlakým potrubím (3) s vstřikovací jednotkou. Řízení vstřiku zabezpečuje elektromagnet (4) spojený s ventilem (5). Vysokotlaké čerpadlo je tvořeno pístkem (6) poháněným vačkou rozvodu OHV přes kladku (9).



Obr. 6 Model systému PLD [5]

3.3 Vysokotlaký vstřikovací systém Common Rail

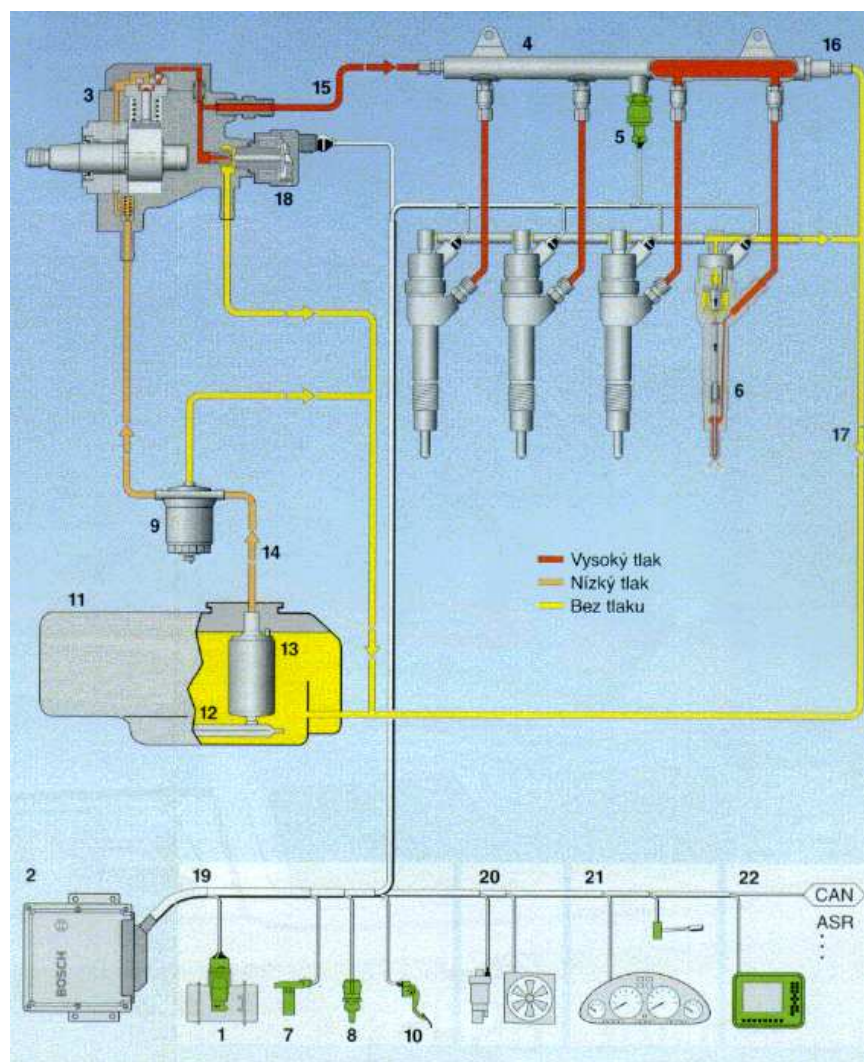
3.3.1 Historie

Prototyp Common rail systému vyvinul koncem 60. let dvacátého století Švýcar Robert Huber. Ve vývoji v období let 1976 až 1992 pokračovala Spolková vysoká technická škola v Curychu. V polovině devadesátých let Dr. Shohei Itoh a Masahiko Mijaki z firmy Denso, vyvinuli systém Common rail pro velká nákladní vozidla. Prvním prakticky použitelným systémem označeným *ECD-U2 Common Rail* byl vybaven automobil Hino Raising Ranger. V devadesátých letech na vývoji spolupracovaly firmy Magneti Marelli, Centro Ricerche Fiat a Elasis, tato fáze skončila v roce 1994. Koncem roku 1993 patenty zakoupila německá firma Robert Bosch GmbH a pokračovala ve výzkumu a vývoji pro uvedení do sériové výroby. V roce 1997 přišly na trh první modely osobních automobilů, nejprve Alfa Romeo 156 1.9 JTD a později i Mercedes-Benz E 320 CDI. [11]

3.3.2 Generace vývoje systému Common Rail

1. generace

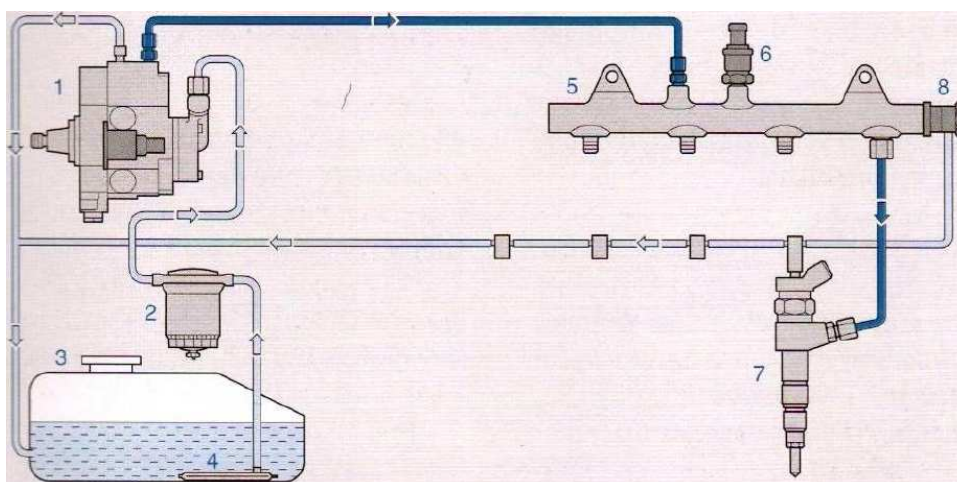
Tato první generace systému Common Rail (CR) byla představena firmou Bosch v roce 1997. Využívá vstřikovač s elektromagnetickým ventilem a vstřikovací tlak 1450 bar. Tlak v zásobníku je řízen pomocí vysokotlakého elektromagnetického ventilu, viz. **Obr. 7** poz. **16**. Tohle řešení způsobovalo, že vysokotlaké čerpadlo dodávalo na všech pracovních režimech motoru plný objem paliva, bylo značně zatíženo a vyžadovalo vysoký příkon. Do zpětného okruhu bylo přepouštěno velké množství značně zahřátého paliva, což si v některých případech vyžadovalo zástavbu chladiče paliva.



Obr. 7 Common Rail první generace [5]

2. generace

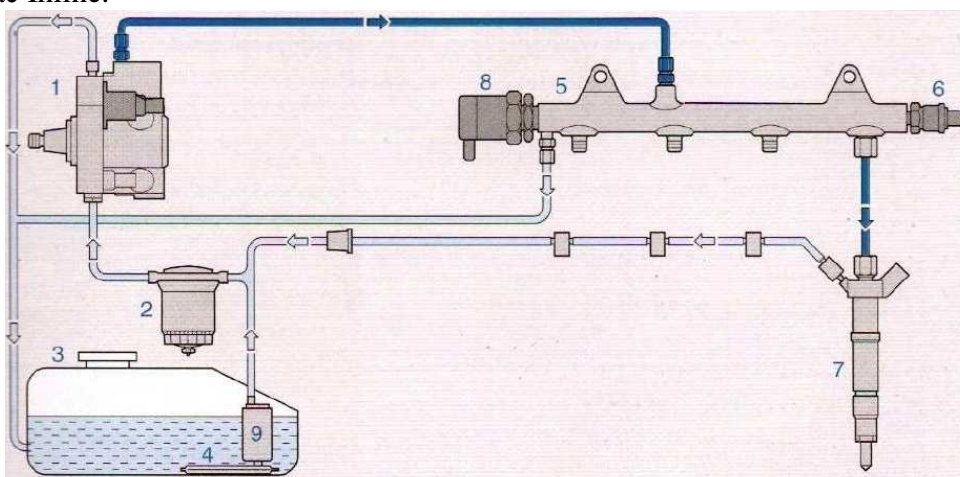
Tato generace systému CR využívá opět vstřikovače s elektromagnetickým ventilem. Dosahuje se vstřikovacího tlaku 1600 bar. Tlak paliva v tlakovém zásobníku (Railu) se reguluje na straně nízkého tlaku pomocí dávkovací jednotky. Vysokotlaké čerpadlo musí dopravovat jen takové množství paliva, které motor skutečně v dané chvíli potřebuje. Příkon vysokotlakého čerpadla a také spotřeba paliva jsou nižší.



Obr. 8 Common Rail druhé generace [1]

3. generace

Využívá vstřikovací tlak až 1800 bar. Jako vstřikovač se používá piezoelektrický vstřikovač Inline.



Obr. 9 Common Rail třetí generace [1]

4. generace

Tato generace je ve vývoji. Bude použit hydraulicky posilovaný vstřikovač nafty. Tento vstřikovač pracuje s převodovým pístem, který zvyšuje tlak v systému (1350 bar), a umožňuje vstřikovací tlak až 2500 bar. Výhodou je zejména vytváření nižšího tlaku do railu a požadovaný vstřikovací tlak se vytvoří až ve vstřikovači. Novinkou je i snížení emisí pomocí vstřikování se zvyšujícím se tlakem, nikoliv rázem. To zlepšuje přípravu zápalné směsi a zbraňuje vzniku sazí a karbonu při nedokonalém spalování.

18

System Common Rail je v současné době nejpoužívanější vstřikovací systém vznětových motorů. Činí vznětový motor úsporným, čistým, výkonným, přispívá ke zvýšení měrného výkonu, snížení spotřeby paliva, snížení hlučnosti a emisí škodlivých látek ve výfukových plynech. Výhodou je velká variabilita při vytváření vstřikovacího tlaku a časového okamžiku vstřiku. System CR disponuje flexibilitou při přizpůsobení vstřikování daného motoru. Toho se dosahuje:

- Vysoký vstřikovací tlak až 2050 bar
- Přizpůsobení vstřikovacího tlaku danému provoznímu stavu motoru
- Proměnný počátek vstřiku
- Více možných úvodních a následných vstřiků

Vstřikovací tlak se vytváří nezávisle na otáčkách motoru a vstřikované dávce paliva. Všechny komponenty systému CR řídí elektronická regulace EDC.

Základní skupiny systému CR

- **Nízkotlaká část** – komponenty pro zásobování palivem
- **Vysokotlaká část** – obsahuje vysokotlaké čerpadlo, tlakový zásobník (Rail), vysokotlaké palivové vedení a vstřikovače
- **Elektronická regulace motoru (EDC)** – obsahuje řídicí jednotku, snímače a akční členy

Vytváření tlaku

Vysokotlaké čerpadlo poháněné motorem vytváří požadovaný vstřikovací tlak. Ten je udržován v zásobníku nezávisle na otáčkách motoru a vstřikovaném množství. Vstřikovací čerpadlo má menší rozměry a potřebuje ke své činnosti menší hnací moment, než jiné konvenční vstřikovací systémy. Vysokotlaké čerpadlo je nejčastěji provedeno jako čerpadlo s radiálními písty, pro nákladní vozidla se v některých případech používá řadové čerpadlo.

Regulace tlaku

Používají se tři způsoby regulace tlaku:

> Regulace na straně vysokého tlaku

Tato regulace byla používána u první generace CR. Tlak v railu je regulován tlakovým ventilem, který je na něm umístěn. Palivo, které není využito při vstřikování, odtéká přes tlakový ventil do nízkotlaké části systému, resp. zpět do nádrže. Výhodou je rychlé přizpůsobení tlaku v Railu aktuálním požadavkům motoru, změnám zatížení.

> Regulace na straně nízkého tlaku

Tato regulace je používána u druhé generace CR. Tlak v railu reguluje dávkovací jednotka umístěná na sací straně vysokotlakého čerpadla. V případě poruchy a extrémního nárůstu tlaku v Railu zabraňuje případnému poškození omezovací tlakový ventil. Díky regulaci na straně sání vysokotlaké čerpadlo odebírá nižší výkon, to má za následek nižší spotřebu paliva a menší ohřívání paliva.

> Regulace dvojité

Má regulaci na straně sání i na straně vysokého tlaku. Kombinuje výhody obou systémů regulace.

Vstřikování

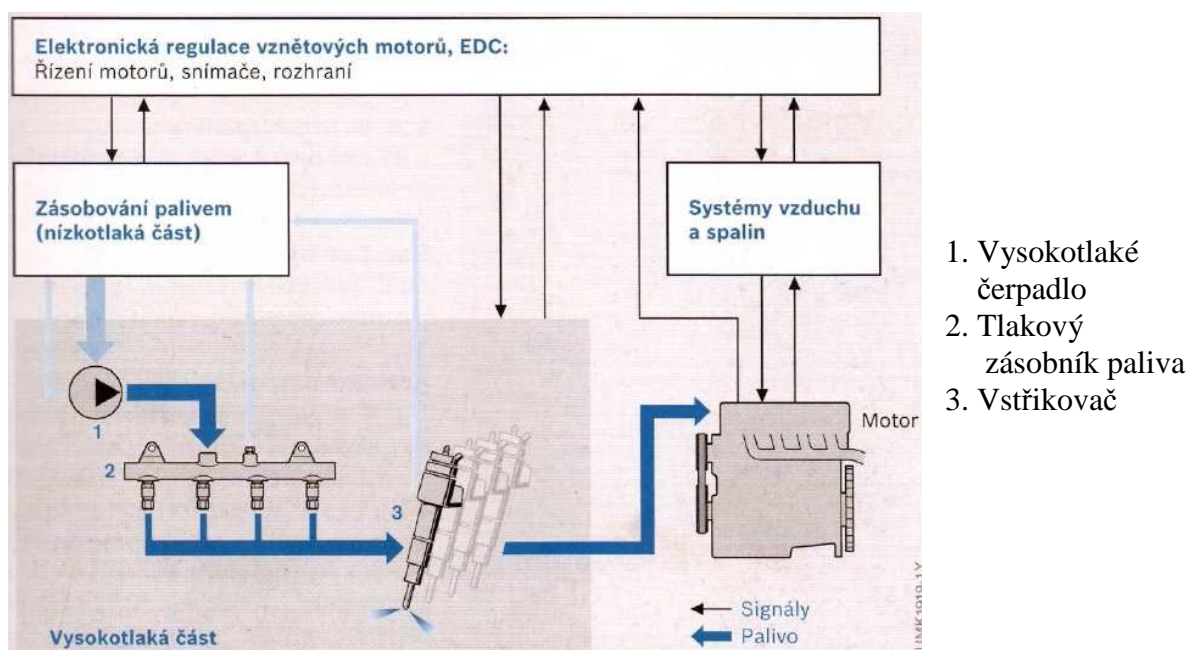
Vstřikovače systému CR vstřikují přímo do spalovacího prostoru. Vstřikovače jsou připojeny na přívod paliva vysokotlakým potrubím spojujícím vstřikovač a tlakový zásobník. Spínací ventil integrovaný v tělese vstřikovače řídí vstřikovací trysku pomocí signálu z řídicí jednotky.

Řízení a regulace

Řídicí jednotka systému získává pomocí snímačů:

- polohu akceleračního pedálu
- otáčky a úhel otočení klikového hřídele
- tlak v Railu
- plnicí tlak
- teplotu a hmotnost nasávaného vzduchu
- teplotu chladicí kapaliny a paliva
- atd.

Z těchto dat vypočítává signály pro regulační tlakový ventil nebo dávkovací jednotku, vstřikovače a jiné akční členy. Základní funkce řídicí jednotky je řízení vstřikování optimálního množství paliva ve správném okamžiku při určitém tlaku. Doplnkové funkce řídicí jednotky pomáhají k redukci výfukových plynů, regulují zpětné vedení spalín, množství plnicího vzduchu, vyměňuje data s řízením převodovky nebo reguluje klimatizaci.



Obr. 11 Elektronická regulace řízení vznětového motoru se systéme CR [1]

Zásobování palivem

Pro předdodávku palivo do sání vysokotlakého čerpadla se u nákladních automobilů, resp. traktorů užívají zubová palivová čerpadla nebo trochoidní palivová čerpadla. Pro čištění paliva se u traktorů používá jemný palivový filtr i na výtlačné straně palivového čerpadla.

3.3.4 Nízkotlaká část systému

Úkolem nízkotlaké části systému je zásobování pročištěného paliva pod určitým tlakem do vstupu vysokotlakého čerpadla.

Komponenty nízkotlaké části systému CR

Palivová nádrž

Důležitou vlastností palivové nádrže je její odolnost vůči korozi a schopnost těsnit při dvounásobku provozního tlaku, tedy přetlaku 0,3 bar. Přetlak uniká vhodnými otvory nebo přes přetlakový ventil.

Nízkotlaké palivové vedení

Používá se kovová trubka nebo pružné vedení se ztíženou hořlavostí opatřené oplétanou kovovou výztuží. Palivové vedení nesmí být ovlivňováno pohybem motoru.

Palivové čerpadlo

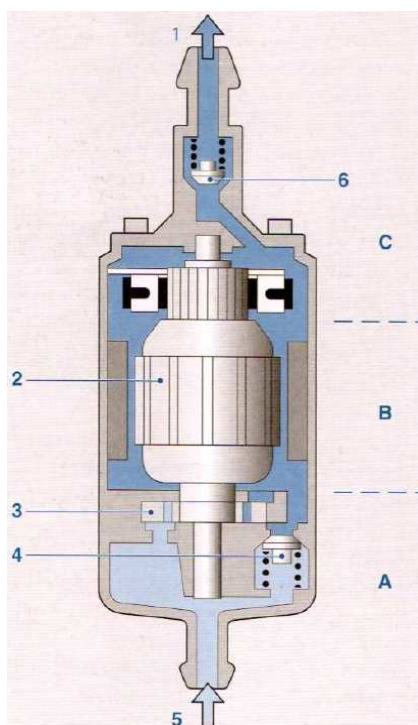
Jiným názvem podávací čerpadlo zásobuje vysokotlaké čerpadlo palivem

- při každém provozním stavu
- při co nejnižší hlučnosti
- při dodržení požadovaného tlaku
- po celou dobu životnosti motoru

Používá se elektrické palivové čerpadlo nebo zubové palivové čerpadlo.

> Elektrické palivové čerpadlo

Používá se u osobních automobilů a lehkých nákladních vozidel. V případě nutnosti dokáže přerušit dodávku paliva. Elektrická palivová čerpadla mohou být vestavěna do potrubí – Inline, nebo mohou být zastavěny do palivové nádrže – In-tank. Čerpadlo Inline se nachází v potrubí mezi palivovou nádrží a palivovým filtrem. Čerpadlo In-tank je umístěno na úchyty v nádrži, který obsahuje palivový filtr na sací straně. Po spuštění motoru pracuje elektrické čerpadlo nepřetržitě a kontinuálně dodává palivo přes palivový filtr do vysokotlakého čerpadla. Přebytečné palivo odtéká přes přepouštěcí ventil do palivové nádrže.



A – element čerpadla
B – Elektromotor
C – Připojovací víko

1. Strana tlaku
2. Kotva motoru
3. Element čerpadla
4. Omezovač tlaku
5. Strana sání
6. Zpětný ventil

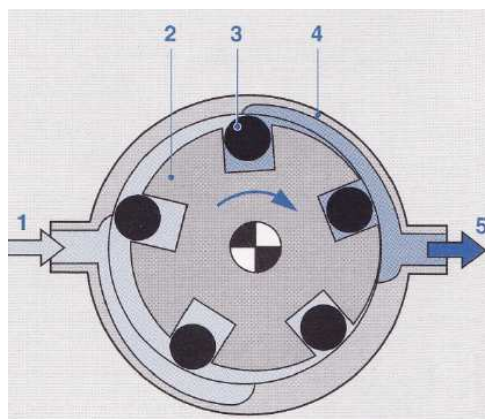
Obr. 12 Jednostupňové elektrické palivové čerpadlo [1]

Element čerpadla

U vznětových motorů se nejčastěji používají válečková palivová čerpadla. Jedná se o objemové čerpadlo, které se skládá z excentricky umístěné základní desky, v níž se otáčí drážkový kotouč. V drážce se nachází volně vedený váleček. Odstředivou silou jsou válečky dotlačovány k vnější oběžné dráze. Mezi dvěma válečky a stěnou oběžné dráhy se vytvoří komora. Po uzavření ledvinového přívodního otvoru se objem komor postupně zmenšuje, čímž vzniká čerpací účinek.

Elektromotor

Stejnoseměrný elektromotor složený ze soustavy permanentních magnetů a jedné kotvy. Elektromotor je obtékán palivem a tím trvale chlazen.



1. Strana sání
2. Kotouč s drážkami
3. Váleček
4. Základní deska
5. Výtlačná strana

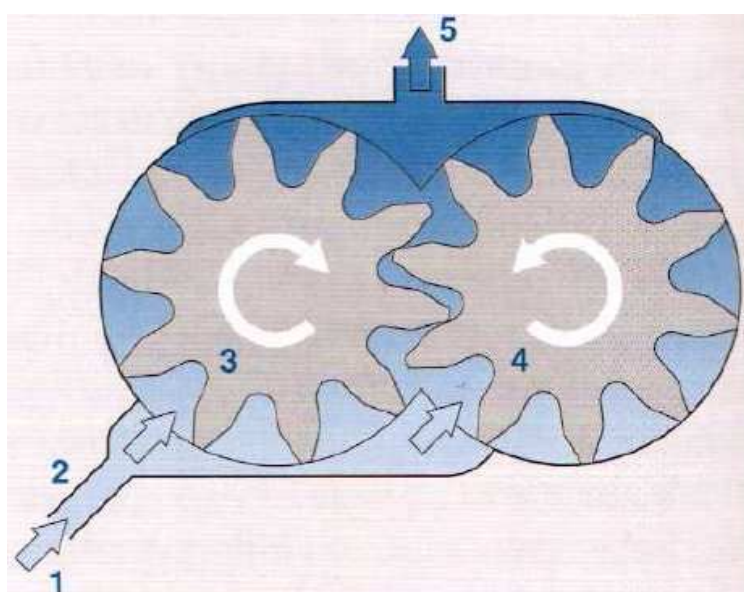
Obr. 13 Válečkové lamelové čerpadlo [1]

Připojovací víko

Obsahuje elektrické přípojky a tlakovou přípojku pro výtlačné potrubí. Součástí víka je i zpětný ventil pro zamezení vyprázdnění palivového vedení v případě vypnutí palivového čerpadla.

>Zubové palivové čerpadlo

Tento typ čerpadla se používá pro zásobování vysokotlakého čerpadla u užitkových a zemědělských vozidel. Je integrováno ve vysokotlakém čerpadle, umístěném na motoru. Zubové palivové čerpadlo nevyžaduje žádnou údržbu. Může na něm být namontováno ruční čerpadlo pro odvzdušnění palivového systému.



1. Strana sání
2. Škrcení sání
3. Hnací ozubené kolo
4. Hnané ozubené kolo
5. Strana výtlačku

Obr. 14 Zubové palivové čerpadlo [1]

Princip zubového čerpadla spočívá ve dvou spolu zabírajících ozubených kolech, které dopravují palivo v mezizubních mezerách od strany sání k výtlačku. Dodávané množství je úměrné otáčkám čerpadla, proto se regulace provádí škrcením přívodu na sací straně nebo přepouštěcím ventilem na straně výtlačné.

Palivový filtr

Moderní vstříkovací systémy jsou velmi citlivé na nečistoty v palivu. Může dojít k poškození palivového systému erozí pevných částic nebo kondenzací vody. Používají se proto palivové filtry pro odstranění nechtěných příměsí v palivu.

Filtrování pevných částic a odlučování vody

Má za úkol snížit znečištění paliva od pevných částí. Palivový filtr musí odloučit až 98,6% pevných částí velikosti 3 – 5 μm . Dále musí disponovat dostatečnou kapacitou pro ukládání nečistot, aby nedošlo k jeho ucpání před intervalem výměny. Je konstruován jako výměnný. Druhou důležitou funkcí je odlučování emulgované vody z paliva. Filtr musí být schopen odloučit více než 93% vody.

Provedení filtrů

Hlavní filtr

Nejčastěji bývá umístěn mezi elektrickým palivovým čerpadlem a vysokotlakým čerpadlem. Pro zvýšené nároky z hlediska nárazu se používá těleso filtru vyrobené z ocelového plechu. U takového filtru se vyměňuje pouze filtrační vložka skládaná hvězdicově pro dosažení co největší plochy.

Předřadný filtr

Bývá umístěn na sací nebo výtlačné straně podávacího čerpadla. Tyto filtry se používají především u motorů, které jsou provozovány v zemích s horší kvalitou paliva. Nejčastější provedení je se sítkem o velikosti ok 300 μm .

Odlučovač vody

Používá se pro zvýšení životnosti vstřikovacího systému z hlediska koroze materiálu. Pracuje na principu odpuzování vody, kdy se tvoří kapky v důsledku rozdílného povrchového napětí vody a paliva. Odloučená voda se uchovává ve spodní části filtru, kde je umístěn snímač výšky hladiny vody. Plné odvodnění filtru se provádí ručně pomocí vypouštěcího šroubu nebo tlakového spínače.



Obr. 15 Výměnný filtr s hvězdicově skládaným elementem [1]



Obr. 16 Palivový filtr s odlučovačem a snímačem vody [1]

3.3.5 Vysokotlaká část systému

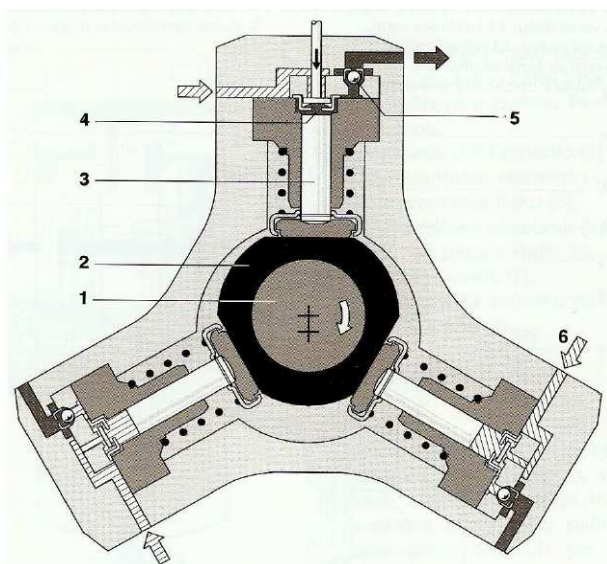
Vytváření tlaku zabezpečuje vysokotlaké čerpadlo, pro uchovávání tlaku paliva slouží tlakový zásobník „rail“ a pro odměřování paliva slouží vstřikovač. Jednotlivé komponenty propojuje vysokotlaké potrubí.

Vysokotlaké čerpadla

Úkolem vysokotlakého čerpadla je trvale dodávat systémový tlak paliva do vysokotlakého zásobníku. V praxi se používají 3-pístové radiální čerpadla, zejména pro osobní automobily, nebo 2-pístová řadová čerpadla pro nákladní automobily. Umístění vysokotlakého čerpadla na bloku motoru závisí na možnosti jeho pohonu, bývá tedy nejčastěji na místě, kde se pohon čerpadla realizuje pomocí ozubených kol, tím jsou otáčky čerpadla svázány s otáčkami motoru. Vysokotlaká čerpadla pro použití u osobních automobilů jsou mazána palivem. U nákladních vozidel se používají radiální pístová čerpadla nebo dvoulístová řadová čerpadla, mohou být mazána palivem nebo olejem.

Radiální pístové čerpadlo Bosch CP1

Základem je hnací hřídel s výstředníkem, který pohání 3 elementy čerpadla s roztečí 120° . Vysokotlaké čerpadlo je napájeno palivem od podávacího čerpadla. Za přívodem vysokotlakého čerpadla je umístěn pojišťovací ventil, který se otvírá po překročení tlaku 0,5 až 1,5 bar, dle nastavení. Po jeho otevření proudí palivo do mazacího a chladícího okruhu vysokotlakého čerpadla. Vysokotlaké čerpadlo pracuje tak, že palivo přichází vstupním ventilem v době, kdy se píst elementu pohybuje směrem k dolní úvratí. Když se píst začne pohybovat směrem k horní úvratí, uzavře se vstupní ventil a palivo je stlačováno. Po vytvoření předepsaného tlaku se otevře ventil a stlačené palivo se dostává do vysokotlaké části okruhu. Otáčky pohonu čerpadla jsou nastaveny tak, aby dodávané palivo nebylo příliš velké, ale aby zároveň pokryla spotřebu paliva při plném výkonu motoru. Nejčastější převodový poměr je 1:2 nebo 2:3 vzhledem k otáčkám klikové hřídele.



- 1 - Hnací hřídel
- 2 - Výstředník
- 3 - Element čerpadla
- 4 - Sací ventil
- 5 - Výstupní ventil
- 6 - Přívod paliva

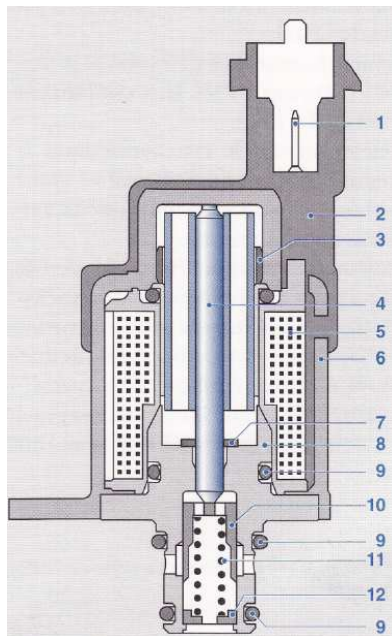
Obr. 17 Vysokotlaké čerpadlo [1]

Radiální pístové čerpadlo Bosch CP1H

Výhodou oproti CP1 je použití plynule regulovatelného elektromagnetického ventilu - dávkovací jednotky na straně sání. Použitím dávkovací jednotky se sníží příkon vysokotlakého čerpadla i teplota paliva. Je určeno pro tlaky až 1600 bar, dnes až 1800 bar.

Konstrukce dávkovací jednotky

Principiálně jde o píst ovládaný silou elektromagnetu, který svým pohybem zvyšuje nebo snižuje průtok paliva.

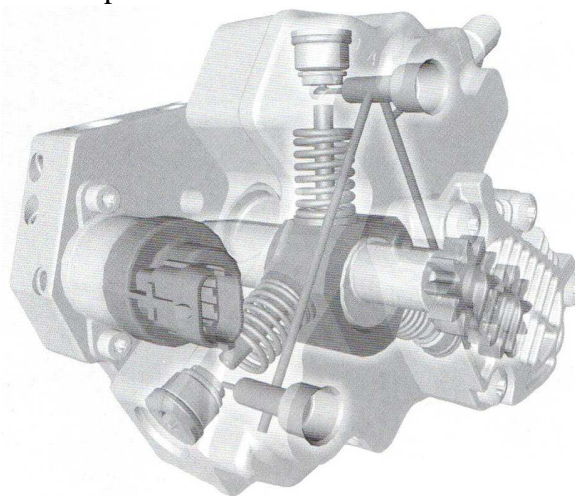


1. Konektor pro elektrické rozhraní
2. Pouzdro elektromagnetu
3. Ložisko
4. Kotva se zdvihátkem
5. Cívka s vinutím
6. Těleso
7. Podložka zbytkového vzduchu
8. Jádru elektromagnetu
9. O-kroužek
10. Píst s řídicími výřezy
11. Pružina
12. Pojistný prvek

Obr. 18 Konstrukce dávkovací jednotky [1]

Radiální pístové čerpadlo Bosch CP3

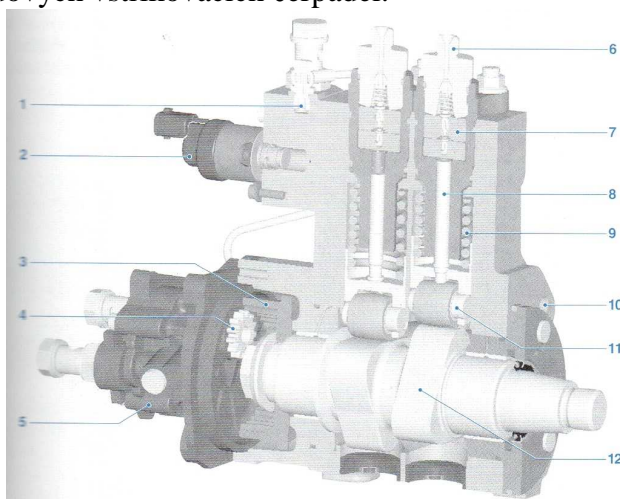
Jedná se o vysokotlaké čerpadlo regulací množství paliva na straně sání pomocí dávkovací jednotky. Oproti CP1 má několik odlišností. Je použito monoblokové těleso, které snižuje počet těsněných míst ve vysokotlaké oblasti. Dále je použito talířové zdvihátko, přes které působí příčná síla od oběžné vačky výstředníku na píst čerpadla. Díky použití zdvihátka je možné zvýšit zatížitelnost čerpadla a dosáhnout tlaků až 1800 bar.



Obr. 19 Model vysokotlakého čerpadla CP3 s dávkovací jednotkou a zabudovaným zubovým podávacím čerpadlem [1]

Řadové pístové čerpadlo CP2

Jedná se o vysokotlaké čerpadlo mazané olejem, které se používá u motorů nákladních automobilů. Řadové čerpadlo CP2 má dva písty, které jsou umístěny v řadě vedle sebe. Na prodloužení vačkové hřídele čerpadla se nachází předřadné zubové čerpadlo, které nasává palivo z nádrže. Ze zubového čerpadla jde palivo do dávkovací jednotky, která reguluje množství paliva potřebné pro aktuální stav motoru. Převodový poměr pohonu čerpadla je 1:2, což je stejné jako u řadových vstřikovacích čerpadel.



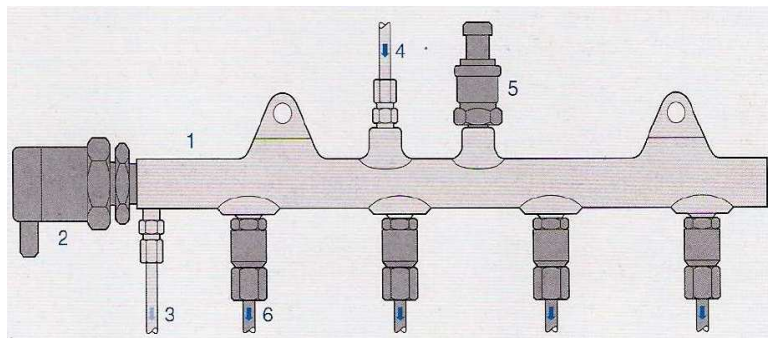
Obr. 20 Model vysokotlakého čerpadla CP2 [1]

Vysokotlaký zásobník

Vysokotlaký zásobník „rail“ uchovává palivo pod vysokým tlakem. Současně je v zásobníku tlumeno tlakové kmitání vznikající v důsledku pulzující dodávky paliva od vysokotlakého čerpadla a vstřikování. Objem zásobníku musí být dostatečně velký, aby tyto požadavky splnil, ale současně musí být malý, aby se rychle dosáhlo požadovaného tlaku při startování motoru.

Konstrukce

Tlakový zásobník je nejčastěji ve tvaru trubky. Zahrnuje šroubení pro připojení vysokotlakých potrubí od vysokotlakého čerpadla a ke vstřikovačům. Dále má otvory pro připojení tlakového snímače, regulačního tlakového ventilu a šroubení pro připojení zpětného vedení zpět k nádrži.



1. Vysokotlaký zásobník
2. Regulační tlakový ventil
3. Zpětné vedení k palivové nádrži
4. Přívod od vysokotlakého čerpadla
5. Snímač tlaku v Railu
6. Vedení ke vstřikovači

Obr. 21 Tlakový zásobník s vestavěnými komponenty [1]

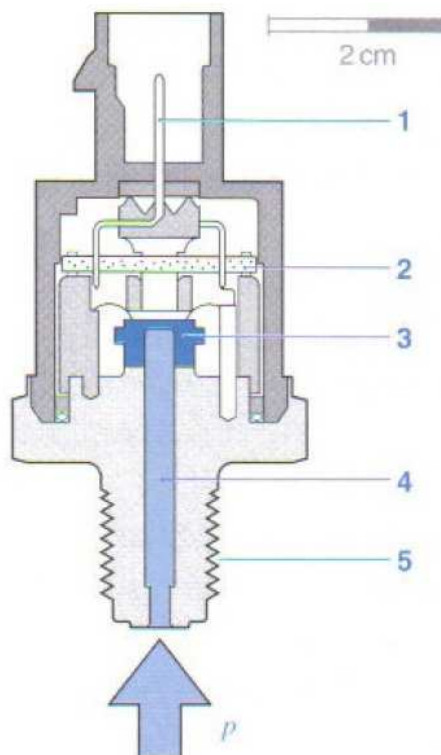
Způsob činnosti

Stlačené palivo je do zásobníku dodáváno vysokotlakým čerpadlem vysokotlakým potrubím. Ze zásobníku je rozdělováno do vstřikovačů – odtud název „Common Rail“ neboli „Společný zásobník“. Tlak paliva v zásobníku je měřen snímačem a pomocí regulačního tlakového ventilu upravován na požadovanou hodnotu, případně může být použit omezovací tlakový ventil, který omezuje maximální tlak v zásobníku. Palivo je do zásobníku neustále doplňováno pod vysokým tlakem. Stlačitelnosti paliva pod vysokým tlakem se využívá jako zásobovací efekt. I při odběru většího množství paliva vstřikováním zůstává tlak v zásobníku téměř konstantní.

Komponenty tlakového zásobníku

Vysokotlaké snímače

Vysokotlaký snímač snímá tlak v railu, ten je téměř konstantní, nezávislý na otáčkách motoru. Případné odchylky tlaku vyrovnává regulační tlakový ventil. Základem vysokotlakého snímače je jádro tvořené ocelovou membránou, na které jsou napařeny elastické rezistory v můstkovém zapojení. Připojený měřený tlak působí na jednu stranu membrány, prohýbá ji a rezistory tím mění svůj odpor. Prohnutí je velmi malé, asi 20 μm při 1500bar. Výstupní napětí vzniklé změnou odporu rezistorů je 0 – 80 mV, to je dále vyhodnocovacím obvodem zesíleno na 0 až 5 V. Z tohoto údaje dopočítá řídicí jednotka velikost měřeného tlaku.



1. Konektor elektrické přípojky
2. Vyhodnocovací obvod
3. Ocelová membrána s napařenými elastickými rezistory
4. Tlaková přípojka
5. Upevňovací závit

Obr. 22 Vysokotlaký snímač [1]

Regulační tlakový ventil

Tento ventil udržuje určitou hodnotu tlaku v railu v závislosti na zatížení motoru. Při vysokém tlaku se otevírá a přebytečné palivo odtéká zpět do nádrže. Při nízkém tlaku se zavírá, slouží jako těsnicí prvek mezi vysokotlakou a nízkotlakou částí systému. Regulační tlakový ventil má dva regulační obvody. Pomalejší elektrický regulační obvod slouží k nastavení hodnoty tlaku v zásobníku. Druhý regulační obvod je mechanicko-hydraulický a vyrovnává vysokofrekvenční tlakové kmitání.

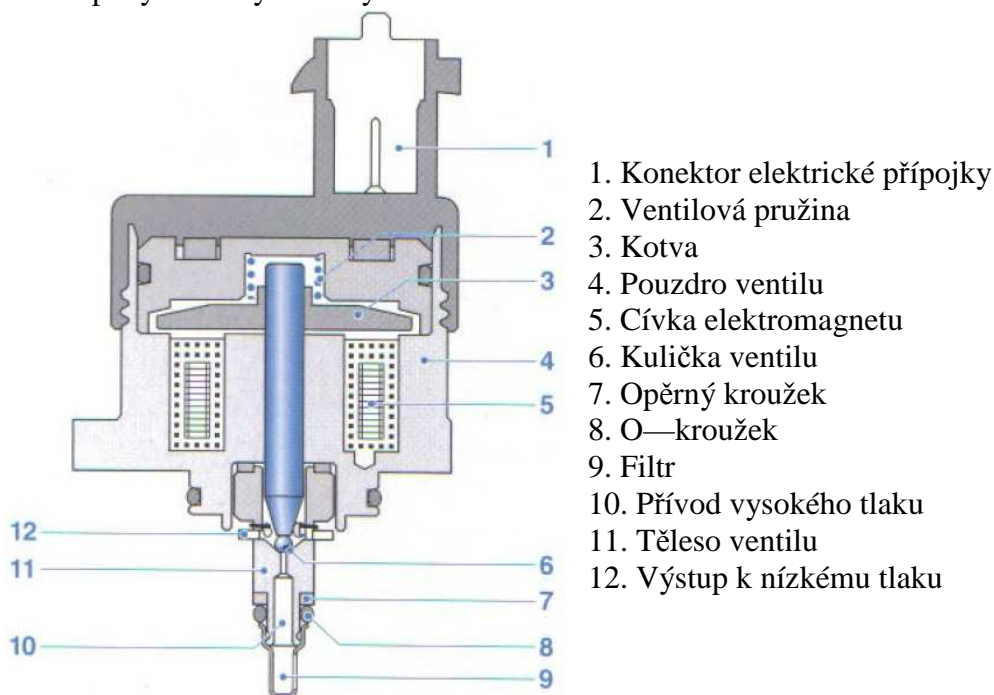
Režimy regulačního tlakového ventilu

Regulační tlakový ventil není aktivován

Vysoký tlak v zásobníku je přiveden na vstup regulačního tlakového ventilu. Elektromagnet nevyvíjí žádnou sílu, protože není přiveden žádný proud. Vysoký tlak překonává sílu pružiny, která je nastavena na tlak 100bar. Regulační tlakový ventil zůstává více, či méně otevřen.

Regulační tlakový ventil je aktivován

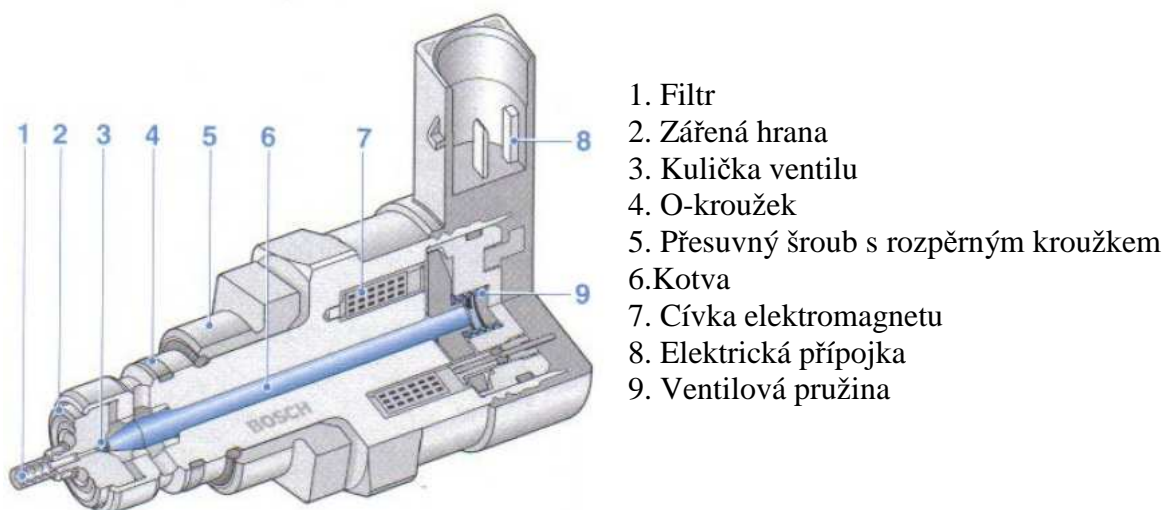
Na přívod elektromagnetu je přiveden el.proud a tím je ventil aktivován. Ventil je uzavřen do doby, než vysoký tlak paliva stoupne na hodnotu, kterou vytváří pružina a síla elektromagnetu. Poté dochází k otevření ventilu a tlak je udržován na konstantní úrovni většími menším otevřením. Síla elektromagnetu je úměrná aktivačnímu proudu. Změna aktivačního proudu se provádí šířkovou modulací impulsu. Taktovací frekvence je 1kHz pro vyloučení pohybů kotvy a odchylek tlaku v railu.



Obr. 23 Regulační tlakový ventil DRWI [1]

Regulační tlakový ventil se používal u CR systémů první generace. U dalších generací se používá kombinace regulačního tlakového ventilu a dávkovací jednotky na vstupu do vysokotlakého čerpadla. Regulační tlakový ventil DRW2 má jinou konstrukci, zejména se liší v těchto ohledech:

- tvrdé utěsnění vysokotlakého rozhraní
- optimalizovaný obvod elektromagnetu, tím menší spotřeba el. proudu
- flexibilní koncepce elektromagnetu

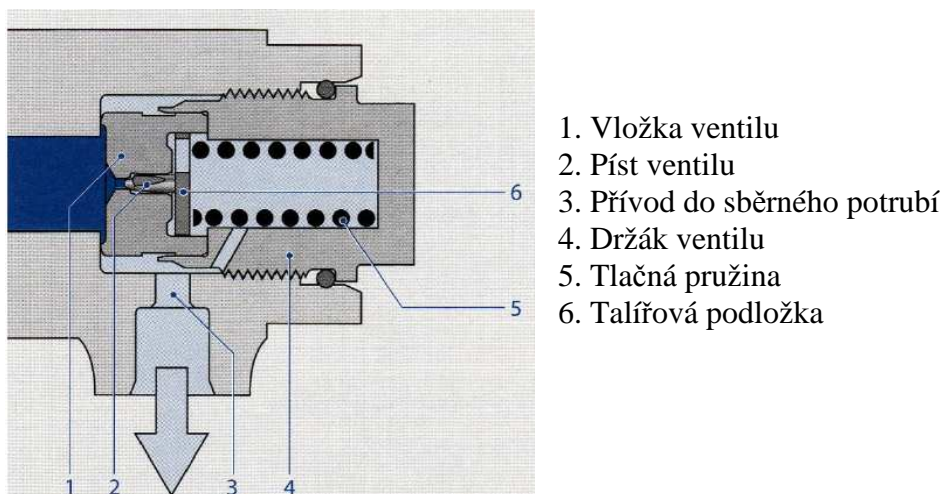


Obr. 24 Regulační tlakový ventil DRW2 [1]

Omezovací tlakový ventil

Omezovací tlakový ventil omezuje tlak v railu a při vysokém tlaku uvolňuje vypouštěcí otvor. U novějších verzí je součástí omezovacího ventilu funkce nouzového chodu, která zaručuje určitý tlak v railu a tím je umožněna omezená jízda.

Těleso omezovacího tlakového ventilu je pomocí šroubového spoje připojeno k railu. Při předepsaném tlaku paliva v railu je kuželový konec pístu přitlačován do sedla silou pružiny. Pokud dojde k překročení maximálního tlaku paliva, píst je tlakem odtlačen ze sedla proti síle pružiny a palivo odtéká kanály do sběrného potrubí a odtud do palivové nádrže.



Obr. 25 Omezovací tlakový ventil DBV4 [1]

Vysokotlaká palivová potrubí

Vysokotlaká potrubí vytvářejí spolu s vysokotlakými přípojkami spojení mezi vysokotlakým čerpadlem a zásobníkem nebo spojení mezi zásobníkem a vstřikovači.

Musí odolávat maximálnímu tlaku paliva a snášet vysokofrekvenční kmity. Jsou vyrobeny z kvalitních bezešvých trubek. Geometrické rozměry trubky mají vliv na průběh vstřikování. Proto se musí vždy nahrazovat stejným typem. Vysokotlaká potrubí jsou pro všechny válce stejně dlouhá. Toho se dosahuje různými ohyby potrubí.

	d_i	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,6	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0
d	Tloušťka stěny s																	
4		1,3	1,25	1,2														
5		1,8	1,75	1,7	1,6													
6			2,25	2,2	2,1	2	1,9	1,75	1,6	1,5								
8						3	2,9	2,75	2,6	2,5	2,2	2						
10								3,75	3,6	3,5	3,2	3	2,75	2,5				
12									4,5	4,2	4	3,75	3,5					
14											5	4,75	4,5	4			3	
17													6	5,5	5	4,5		
19																		5
22																	7	

Tab. 4 Základní rozměry vysokotlakých palivových potrubí v mm

d_i – vnitřní průměr potrubí

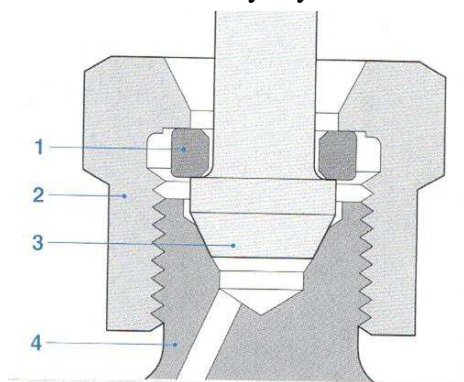
d – vnější průměr potrubí

Vysokotlaké přípojky

Musí bezpečně těsnit palivo při maximálním tlaku v systému. Rozeznává se několik možností:

Těsnící kužel s přesuvnou maticí

Vysokotlaké potrubí na koncích lisovaná těsnící kužel. Přesuvná matice dotlačuje kužel do sedla a tím zabezpečuje její utěsnění. Mezi kuzelem palivového potrubí a přesuvnou maticí je podložka pro rovnoměrné rozložení tlaku na kužel. Tato vysokotlaká přípojka má několik výhod. Jednoduše se připojuje, lze ji několikrát uvolnit a znovu dotáhnout a samotný těsnící kužel může být vytvarován ze základního materiálu..

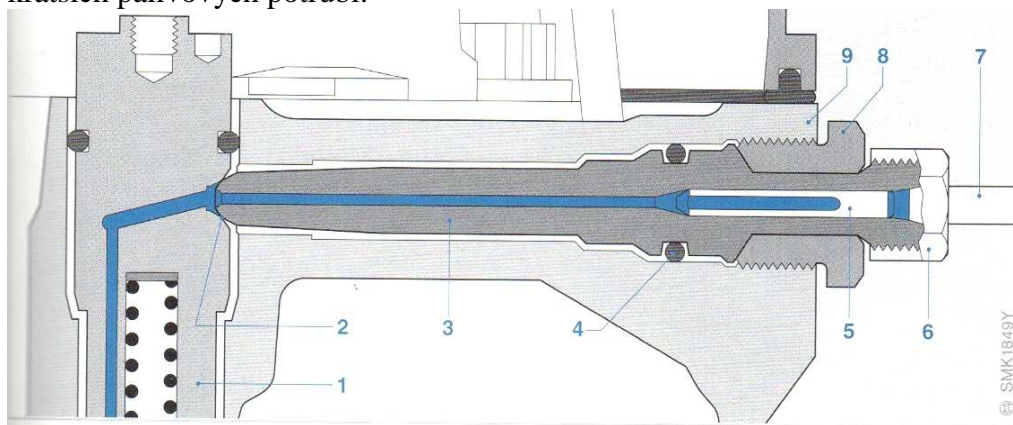


1. Přítlačná podložka
2. Přesuvná matice
3. Těsnící kužel vysokotlakého potrubí
4. Tlaková přípojka zásobníku nebo držáku trysky

Obr. 26 Vysokotlaká přípojka s těsnícím kuzelem [1]

Hrdlo tlakové trubky

Používá se zejména u nákladních automobilů. Hrdlo tlakové trubky je na jedné straně dotlačováno k držáku trysky pomocí šroubového spojení. Na druhé straně je připojené vysokotlaké vedení s těsnícím kuželem a přesuvnou maticí. Jeho výhodou je možnost použití kratších palivových potrubí.

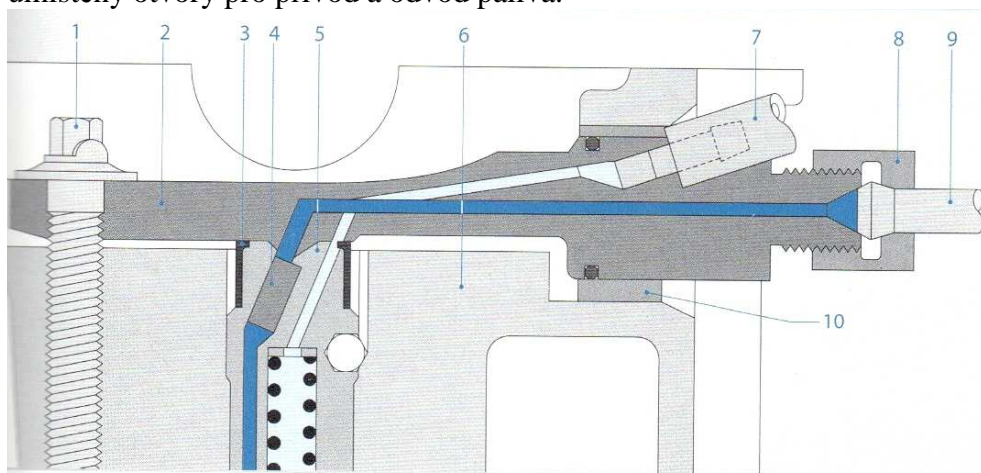


Obr. 26 Hrdlo tlakové trubky [1]

- | | |
|-------------------------|---------------------------------|
| 1. Držák trysky | 6. Přesuvná matice |
| 2. Těsnící kužel | 7. Vysokotlaká palivová potrubí |
| 3. Hrdlo tlakové trubky | 8. Šroubové spojení |
| 4. Těsnění | 9. Hlava válce |
| 5. Tyčový filtr | |

Nosník

Vhodně se dá použít v omezených prostorových podmínkách. V nosníku jsou umístěny otvory pro přívod a odvod paliva.



Obr. 27 Nosník [1]

- | | |
|------------------------------|---------------------------------|
| 1. Upínací šroub | 6. Hlava válce |
| 2. Nosník | 7. Zpětné vedení paliva |
| 3. Profilový těsnící kroužek | 8. Přesuvná matice |
| 4. Tyčový filtr | 9. Vysokotlaké palivové potrubí |
| 5. Držák trysky | 10. Upínací díl |

Vstřikovače

Vstřikovače jsou přímo nebo šikmo umístěny v hlavě motoru. Těsnění spalovacího prostoru je provedeno měděnou podložkou. Vstřikovač systému CR je řízen elektronicky. Okamžiky vstřiku řídí elektronická regulace motoru systémem úhel – čas.

V současné době je používáno několik typů vstřikovačů:

Vstřikovač s elektromagnetickým ventilem

Z konstrukčního hlediska je vstřikovač složen z otvorové trysky, hydraulického servosystému a elektromagnetického ventilu.

Funkci vstřikovače lze rozdělit na čtyři provozní stavy:

- vstřikovač uzavřen
- vstřikovač se otvírá
- vstřikovač je zcela otevřen
- vstřikovač se zavírá

Vstřikovač je uzavřen

Jde o klidový stav vstřikovače. Pružina elektromagnetu (11) tlačí kuličku ventilu (5) do sedla škrcení na odpadu (12). V řídicím prostoru (6) se tak vytvoří vysoký tlak jako je v railu. Stejný tlak začne působit v prostoru komory trysky (9). Síla od tlaku paliva působí v řídicím prostoru na čelní plochu řídicího pístu (15). Společně se silou pružiny trysky (7) drží uzavřenou jehlu trysky.

Vstřikovač se otvírá

Elektromagnetický ventil je aktivován přitahovacím proudem. Síla od elektromagnetu je větší než síla ventilové pružiny. Dojde tedy k nadzvednutí kuličky ze sedla ventilu, tím se otevře škrcení na odpadu. Zvýšená přitahovací proud se po chvíli sníží na udržovacího proudu elektromagnetu. Palivo z řídicího prostoru odtéká do prázdného prostoru pod ventilem a odtud do palivové nádrže. Škrcení na přívodu (14) je důležité, aby se tlaky nevyrovnaly. V řídicím prostoru je tedy nižší tlak, ale v prostoru komory trysky je stále tlak railu. Na řídicí píst působí menší síla, ten se nadzvedává a dochází k začátku vstřikování.

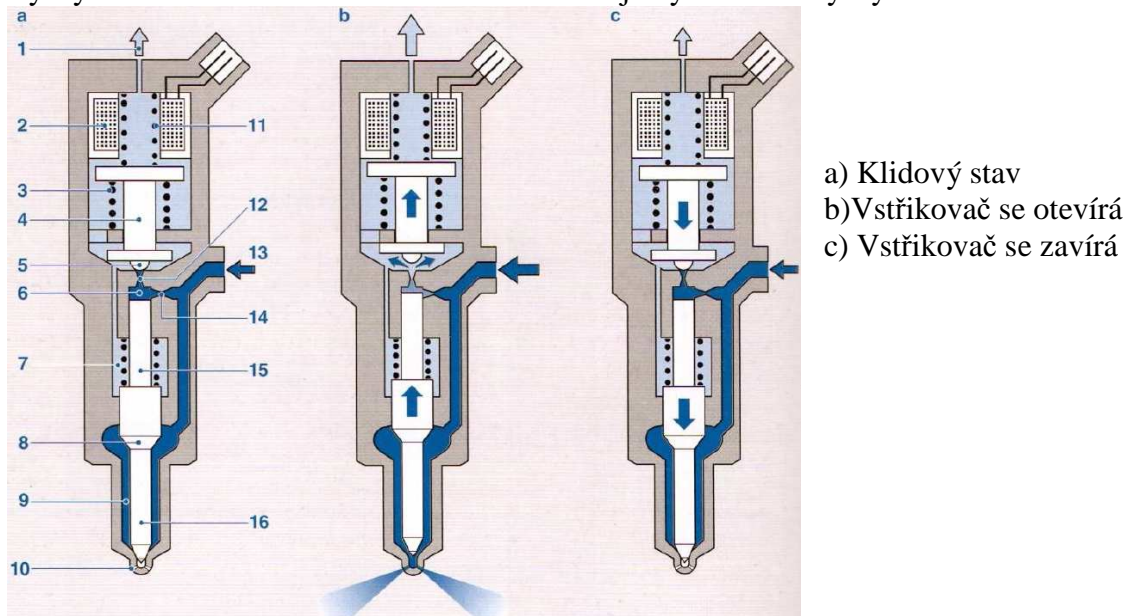
Vstřikovač je zcela uzavřen

Rychlost otevírání jehly trysky určuje rozdíl průtoku paliva škrcením na přívodu a škrcením na odtoku. Řídicí píst dosahuje horní polohy a dosedá na hydraulický doraz, který vzniká prouděním paliva přes škrcení. Palivo je vstřikováno do válce pod téměř stejným tlakem jako je v railu. Vstřikované množství paliva je úměrné době zapnutí elektromagnetického ventilu a nezávislé na otáčkách motoru.

Vstřikovač se zavírá

Elektromagnetický ventil je neaktivován. Ventilová pružina dotlačí kotvu s kuličkou do sedla škrcení na odpadu. V řídicím prostoru se vytvoří stejný tlak jako v railu. Tento tlak

vyvolává sílu na řídicí píst a spolu s pružinou trysky překračují sílu na jehle trysky a jehla trysky se zavírá. Vstřikování končí dosednutím jehly do sedla trysky.



Obr. 28 Vstřikovač s elektromagnetickým ventilem [1]

- | | |
|----------------------------------|--------------------------------------|
| 1. Zpětné palivové potrubí | 9. Objem komory |
| 2. Cívka elektromagnetu | 10. Vstřikovací otvor |
| 3. Pružina přeběhu | 11. Pružina el. magnetického ventilu |
| 4. Kotva | 12. Škrčení na odpadu |
| 5. Kulička ventilu | 13. Vysokotlaká přípojka |
| 6. Řídicí prostor ventilu | 14. Škrčení na přívodu |
| 7. Pružina trysky | 15. Píst ventilu |
| 8. Tlačné mezikruží jehly trysky | 16. Jehla trysky |

Aktivace vstřikovače

Aktivace elektromagnetického ventilu se dělí do pěti fází:

Fáze otevírání

K otevření musí el. proud rychle vzrůst na hodnotu 20 A, aby se docílila vysoká reprodukovatelnost vstřikovaného množství. Dosahuje se toho zvyšováním napětí na hodnotu 50 V. Toto napětí je vytvářeno v řídicí jednotce a ukládáno ve zvyšovacím kondenzátoru. Po připojení elektromagnetického ventilu k tomuto napětí stoupne proud s daleko vyšší strmostí než v případě připojení na napětí akumulátoru.

Fáze přitahovacího proudu

Elektromagnetický ventil je napájen napětím z akumulátoru. Přitahovací proud je omezen na 20 A.

Fáze udržovacího proudu

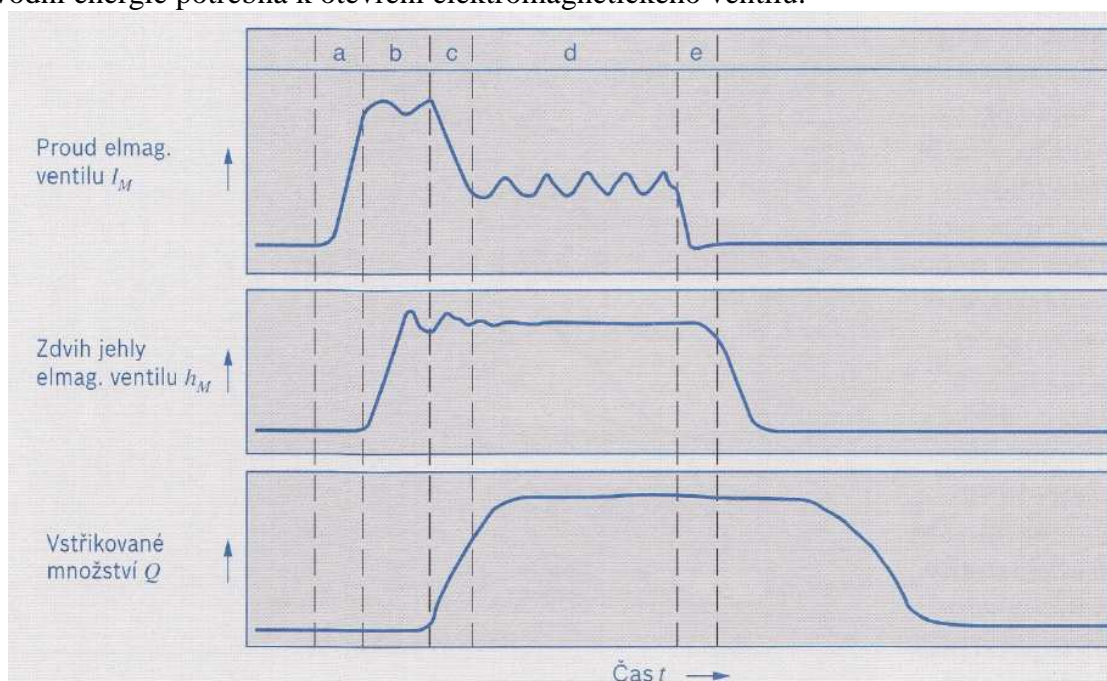
Proud je snížen na hodnotu přibližně 13 A. Při poklesu proudu na udržovací úroveň se uvolněná energie přivádí do zvyšovacího kondenzátoru.

Vypnutí

Při vypnutí dodávky proudu se uvolní další energie, která se taky ukládá do zvyšovacího kondenzátoru.

Dobíjení pomocí zvyšovacího kondenzátoru

Dobíjení provádí zvyšovací převodník v řídicí jednotce. Ve fázi přitahování dochází k dobíjení energií získanou při fázi otvírání. To se provádí tak dlouho dokud není dosažena původní energie potřebná k otevření elektromagnetického ventilu.



Obr. 29 Postup aktivace vysokotlakého elektromagnetického ventilu při jednom vstřiku [1]

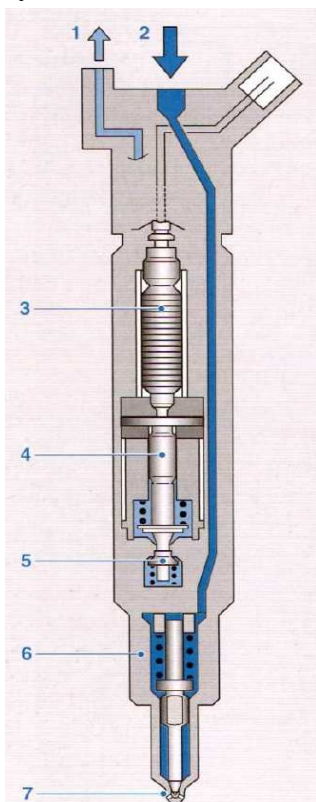
Piezoelektrický vstřikovač Inline

Podstatné konstrukční skupiny piezoelektrického vstřikovače Inline:

- modul akčního členu
- hydraulický vazební člen
- řídicí ventil nebo servoventil
- modul trysky

U piezoelektrického vstřikovače je dosaženo vysoké tuhosti regulačního řetězce složeného z akčního členu, hydraulického vazebního členu a řídicího ventilu. Konstrukčním přínosem je vyloučení mechanických sil na jehlu trysky ke které mohlo docházet působením tláčné tyče u elektromagnetického ventilu.

Tento vstřikovač umožňuje velmi krátké intervaly mezi vstřiky. Lze realizovat až 5 vstřiků na jeden vstřikovací cyklus. Díky úzké vazbě servoventilu s jehlou trysky je dosaženo bezprostřední reakce jehly na aktivaci akčního členu. Prodleva mezi počátkem elektrické aktivace a hydraulickou reakcí jehly trysky je cca 150 mikrosekund. Tím je splněn požadavek na vysokou rychlost jehly a současnou realizaci co nejmenších reprodukovatelných vstřikovaných množství. Vstřikovač díky své konstrukci neobsahuje žádná místa úniku paliva z oblasti vysokého tlaku do oblasti nízkého tlaku. Díky tomu se zvyšuje hydraulická účinnost.

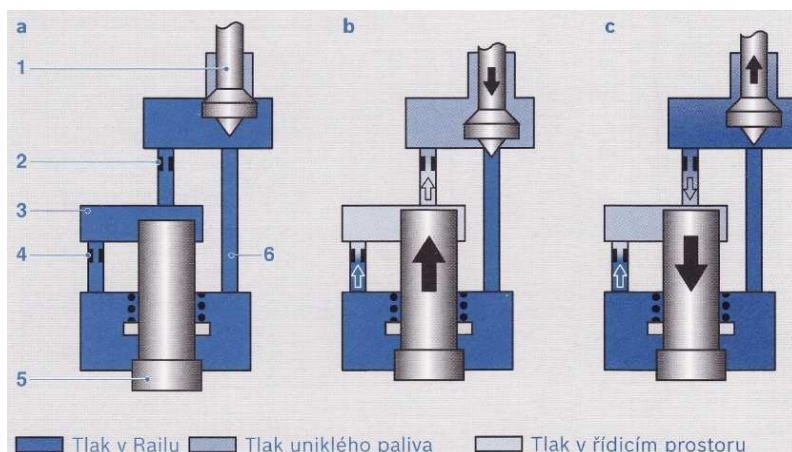


1. Zpětné palivové potrubí
2. Vysokotlaká přípojka
3. Piezoelektrický regulační modul
4. Hydraulický vazební člen
5. Servoventil
6. Modul trysky s jehlou trysky
7. Vstřikovací otvor

Obr. 30 Piezoelektrický vstřikovač [1]

Způsob činnosti

Funkce servoventilu ve vstřikovači CR – jehla trysky ne nepřímo aktivována prostřednictvím servoventilu. Vstřikované množství je regulováno dobou aktivace ventilu. V neaktivovaném stavu se akční člen nachází ve výchozí poloze se zavřeným servoventilem, který odděluje vysokotlakou a nízkotlakou oblast. Tryska je udržována v uzavřeném stavu tlakem railu v řídicím prostoru. Aktivací piezoelektrického akčního členu se otevře servoventil a uzavře otvor obtoku. V důsledku rozdílu v průtoku mezi škrcením na výstupu a škrcením na přívodu tlak v řídicím prostoru poklesne a tryska se otevře. Řídicí objem odtéká do nízkotlaké části přes servoventil. Pro uskutečnění zavírání se vybije akční člen a servoventil uvolní obtok. Prostřednictvím škrcení na přívodu a výstupu v opačném směru se řídicí prostor znovu naplní a zvýší se tlak. Po dosažení požadované úrovně tlaku se začne jehla trysky pohybovat a dochází k ukončení vstřikování. V důsledku konstrukce piezoelektrického vstřikovače se oproti elektromagnetickému vstřikovači dosahuje výrazně kratší doby vstřiku, což příznivě ovlivňuje emise a výkon motoru.



- a) Poloha start
b) Jehla trysky se otevírá
c) Jehla trysky se zavírá
1. Servoventil
2. Škrčení na odpadu
3. Řídící prostor
4. Škrčení na přívodu
5. Jehla trysky
6. Obtok

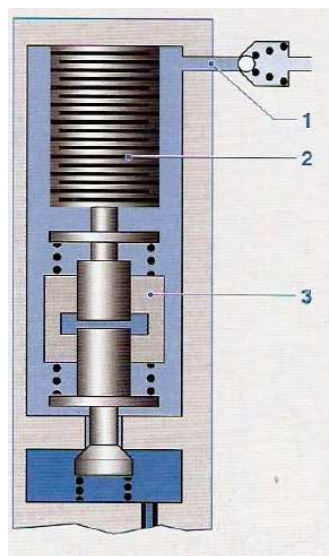
Obr. 31 Funkce servoventilu [1]

Funkce hydraulického vazebního členu

Hydraulický vazební člen provádí následující funkce:

- převod a zesilování zdvihu akčního členu
- kompenzace vůle mezi akčním členem a servoventilem
- Funkce Fail-Safe – bezpečnostní vypnutí vstřikování

Modul akčního členu a hydraulický vazební člen jsou obklopeny palivem o tlaku 10 bar. V neaktivovaném stavu akčních členů je tlak v hydraulickém vazebním členu v rovnováze s jeho okolím. Pro uskutečnění vstřiku je akční člen pod napětím (100 – 140 V) tak dlouho, až dojde k porušení rovnováhy sil mezi akčním ventilem a spínacím ventilem. V důsledku toho vzroste tlak ve vazebním členu a množství paliva unikne vůlí ve vedení pístu ve vazebním členu nízkotlaké části vstřikovače. Poté, co je vstupná krok vstřikování dokončen, musí být doplněno chybějící množství v hydraulickém vazebním členu. Dochází k tomu prostřednictvím vůle ve vedení pístu v důsledku rozdílu tlaku mezi hydraulickým vazebním členem a nízkotlakým okruhem vstřikovače. Vůle ve vedení pístu a úroveň nízkého tlaku je zvolena tak, aby před následujícím vstřikovacím cyklem byl hydraulický vazební člen zcela zaplněn.



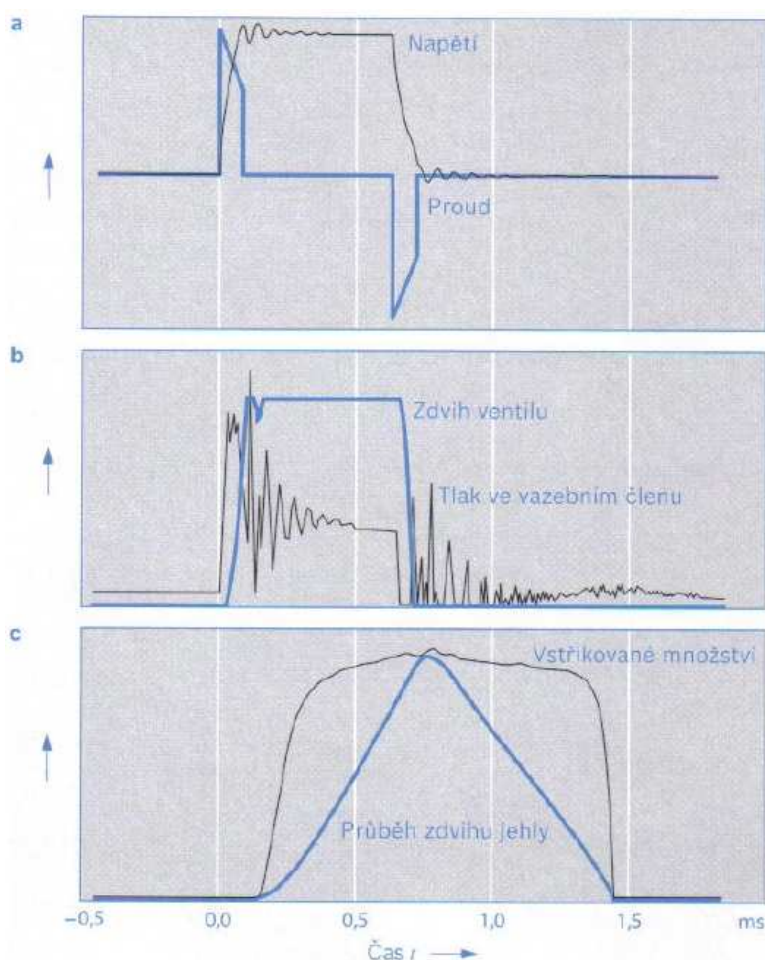
1. Nízkotlaký zásobník s ventilem
2. Akční člen
3. Hydraulický vazební člen

- Tlak v Railu
Tlak ve vazebním členu
10 bar
1 bar

Obr. 32 Hydraulický vazební člen [1]

Aktivace piezoelektrického vstřikovače Inline

Aktivaci vstřikovače provádí řídicí jednotka motoru. V závislosti na tlaku v railu pro nastavitelný pracovní bod je stanoveno předepsané aktivační napětí. Napájení pracuje ve formě pulsů do doby dosažení minimální odchylky mezi předepsaným a regulačním napětím. Vzestup napětí je úměrný zdvihu piezoelektrického akčního členu. Pomocí hydraulického převodníku vyvolává zdvih akčního členu zvyšování tlaku ve vazebním členu, až dojde k porušení rovnováhy na spínacím ventilu a ventil se otevře. Po dosažení koncové polohy spínacího ventilu začne tlak v řídicím prostoru nad jehlou klesat a vstřik bude dokončován.



- a) průběh proudu a napětí při aktivaci vstřikovače
- b) Průběh zdvihu ventilu a tlaku vazebního členu
- c) Průběh zdvihu jehly a vstřikovaného množství

Obr. 33 Průběh aktivace piezoelektrického vstřikovače Inline [1]

Výhody piezoelektrických vstřikovačů

- Několikanásobný vstřik s pružným počátkem vstřiku a prodlevami mezi jednotlivými vstřiky
- Velmi malé vstřikované množství při předstřiku
- Malé rozměry vstřikovače a nízká hmotnost
- Nízký hlučnost (-3dB [A])
- Nižší spotřeba paliva o 3%
- Nižší emise o 20%
- Zvýšení výkonu o 7%

Vstřikovací trysky

Vstřikovací tryska je centrálním prvkem vstřikovacího systému. Její hlavní úkoly jsou utváření průběhu vstřikování, optimální rozdělení paliva a utěsnění spalovacího prostoru. Trysku otevírá tlak paliva. Otvory trysky, doba vstřiku a průběh vstřiku určují celkové vstřikované množství. Zavírací tlak trysky je 40 bar nad maximálním spalovacím tlakem ve válci. Je to z důvodu zamezení následných vstřiků a vniknutí spalín zpět do trysky. U systému Common Rail je vstřikovací tryska integrována do vstřikovače. Otvorové trysky se používají u systému s přímým vstřikem paliva.

Dělí se na: trysky se slepým vývrtem
trysky s otvory do sedla

Otvorové trysky je dále možno dělit:

- typ P – průměr jehly 4mm (trysky se slepým vývrtem a trysky s otvory do sedla)
- typ S – průměr jehly 5 nebo 6 mm (trysky se slepým vývrtem pro velké motory)

Konstrukce otvorových trysek

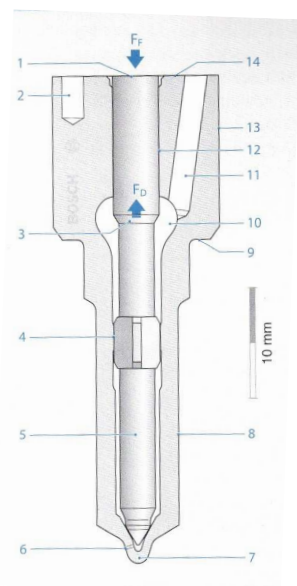
Vstřikovací otvory jsou v plášti hrotu trysky. Jejich počet a průměr závisí na požadovaném vstřikovacím množství, tvaru spalovacího prostoru a víření vzduchu v něm.

Palivo pod sedlem jehly trysky se odpařuje a nepříznivě působí na vznik uhlovodíkových emisí. Je žádoucí mít tento prostor co nejmenší. Tento požadavek vedl k používání dvou typů trysek:

- trysky se slepým vývrtem
- trysky s otvory do sedla

Trysky se slepým vývrtem

V zaobleném hrotu jsou umístěny otvory trysky, jsou buď vrtány mechanicky nebo elektroerozivním způsobem. U trysek se slepým vývrtem a kuželovým hrotem jsou otvory hloubeny elektroerozivně.



1. Elektrická přípojka
2. Plocha dorazu zdvihu
3. Tlačné mezikruží
4. Dvojité vedení jehly
5. Dřík jehly
6. Vstřikovací otvor
7. Hrot trysky
8. Dřík tělesa trysky
9. Mezikruží tělesa trysky
10. Tlaková komora
11. Přívodní otvor
12. Vedení jehly
13. Osazení tělesa trysky
14. Těsnicí plocha

Obr. 34 Tryska se slepým vývrtem [1]

Tryska s válcovým slepým vývrtem a zaobleným hrotem

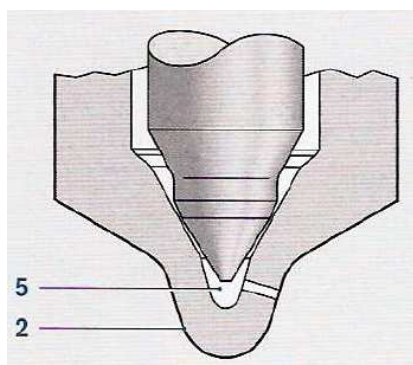
Má velkou volnost z hlediska počtu otvorů, délkou a úhlu kuželu vstřikovacích otvorů. Hrot trysky je ve tvaru polokoule a spolu s tvarem slepého vývrtnu zaručuje rovnoměrnou délku vstřikovacích otvorů.

Tryska se slepým válcovým vývrtem a kuželovým hrotem

Kuželový tvar hrotu zvyšuje pevnost hrotu v důsledku větší tloušťky stěny mezi poloměrem sedla a dosedací plochou tělesa trysky.

Tryska se slepým kuželovým vývrtem a kuželovým hrotem

Má zbytkový objem menší než trysky se slepým válcovým vývrtem. Nejvíce vhodná pro použití v systému CR.

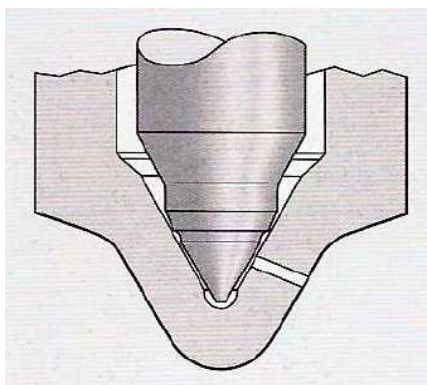


- 2. Kuželový hrot
- 3. Kuželový slepý vývrt

Obr. 35 Kuželový slepý vývrt a kuželový hrot [1]

Tryska s otvory do sedla

Vstřikovací otvory leží v sele trysky, tím se minimalizuje zbytkový objem, což pozitivně ovlivňuje emise. Tyto trysky mají nižší hranici zatížení a jsou vyráběny jen s délkou otvoru 1 mm.



Obr. 36 Tryska s otvorem do sedla [1]

3.3.6 Elektronická regulace vznětových motorů

Elektronické řízení vznětových motorů (EDC – Electronic Diesel Control) je nutné pro dosažení požadovaných emisí výfukových plynů a hlukových emisí motoru. Tyto požadavky je schopen splnit motor a elektronickým řízením. EDC snímá a následně vypočítává potřebné vstřikované množství paliva. Veličiny vstupující do řídicí jednotky:

- poloha plynového pedálu
- teplota motoru
- provozní stav
- působení na emise škodlivých látek

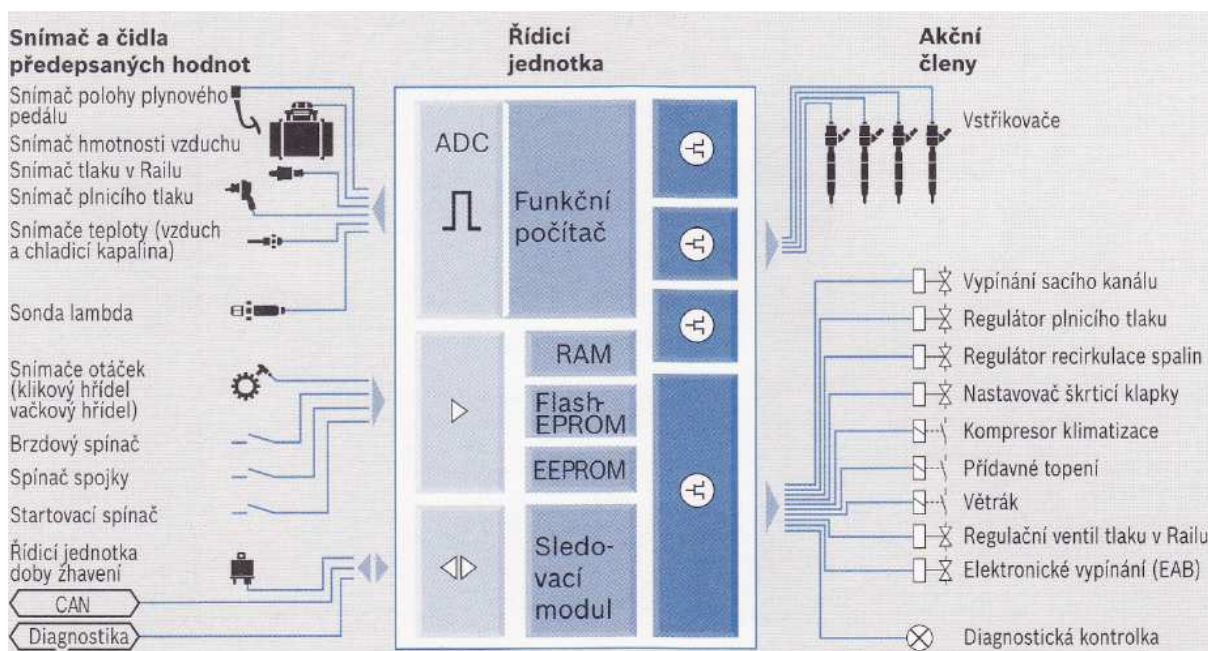
Systémové bloky

EDC se dělí do tří systémových bloků

Snímače a čidla – snímají provozní podmínky, převádějí fyzikální veličiny na elektrické signály

Řídicí jednotka – zpracovává signály snímačů a čidel, řídí akční členy

Akční členy – převádějí elektrické veličiny z řídicí jednotky na mechanické veličiny (elektromagnetický ventil pro vstřikování)



Obr. 37 Systémové bloky EDC [1]

Zpracování dat

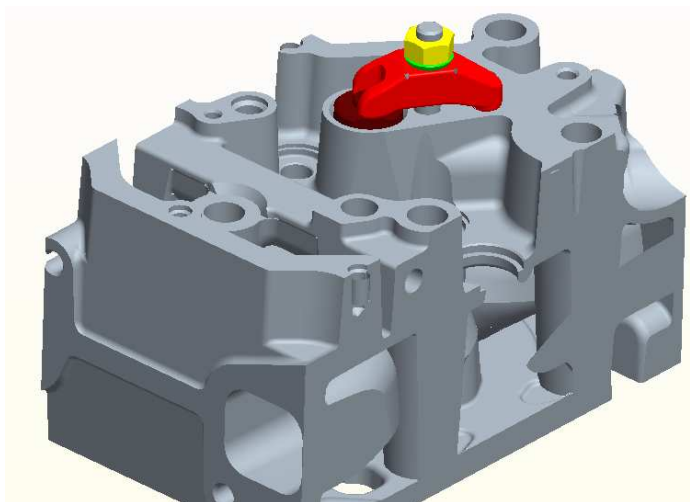
Důležitou úlohou EDC je řízení vstřikovaného množství paliva a okamžiku vstřiku. Řídicí jednotka rovněž aktivuje různé akční členy. Dále vyhodnocuje signály snímačů a omezuje jejich napětí na požadovanou úroveň. Mikroprocesor vypočítává ze vstupních dat a z uložených polí charakteristik okamžik a dobu trvání vstřiku. S ohledem na požadovanou přesnost a dynamiku vznětových motorů je potřebný vysoký výkon počítače.

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH TŘMENU VSTŘIKOVAČE

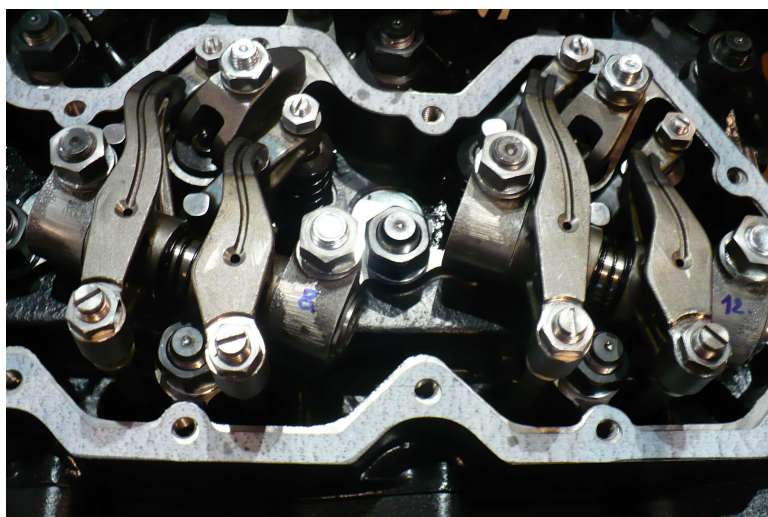
4.1 Hlava válce motoru

Hlava s mechanickým vstřikovačem

Hlava vznětového traktorového motoru vybraná pro tuto diplomovou práci, disponuje dvěma sacími a dvěma výfukovými ventily na válec. Komplet ní hlava motoru je společná pro 6 válců. Vstřikovač je umístěn v ose válce motoru, což je výhodné pro dobré rozptýlení paliva ve spalovacím prostoru. Šroubový spoj se třmenem vstřikovače vytváří potřebnou sílu pro přitlačování vstřikovače do sedla. Přívod paliva je vývrtem v hlavě pomocí hrdla tlakové trubky. Na **Obr. 38** je zobrazen výřez 3D modelu hlavy pro jeden válec. Hlava je osazená vstřikovačem pro konvenční vstřikování.



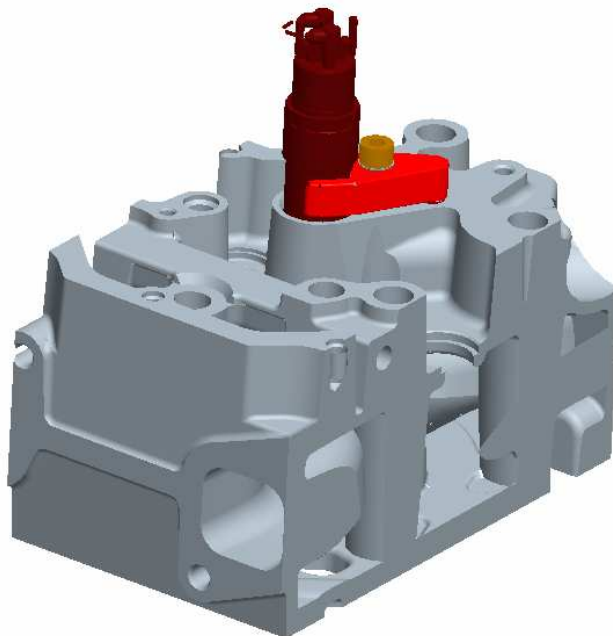
Obr. 38 3D model části hlavy motoru s mechanickým vstřikovačem



Obr. 39 Pohled na skutečnou část hlavy se čtyřventilovou technikou

Hlava s Common Rail vstřikovačem

Původní vstřikovač pro konvenční vstřikování je nahrazen vstřikovačem systému Common Rail (dále CR) . 3D model vstřikovače systému CR je poskytnutý firmou Motorpal, a.s., která se vývojem tohoto systému vstřikování zabývá. Vše je zatím ve vývoji a proto nejsou známy další technická data vstřikovače. Je pravděpodobné, že se jedná o vstřikovač elektromagnetický, který pro použití v motorech užitkových aplikací plně postačuje.



Obr. 40 3D model části hlavy motoru se vstřikovačem systému CR

Vstřikovač CR je umístěn ve stejné poloze jako vstřikovač mechanický. Díky tomu, že vstřikovač CR je navrhovaný přímo pro řešenou hlavu motoru, nemusí se řešit konstrukční změny jeho umístění. Přívod paliva zůstává stejný jako v případě konvenčního vstřikování. Pro vytvoření přitlačné síly vstřikovače je nutné použít jiný třmen. Nově navržený třmen má tvar vidlice. Původní šroubový spoj pomocí závrtného šroubu M10 je nahrazen šroubem M8 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem, který je umístěn v ose původního šroubu. Tento šroub s válcovou hlavou je použit z důvodu omezených prostorů. Nový třmen je navržen s ohledem na zástavbové prostory. Ty jsou vymezeny zejména pružinami ventilů.



Obr. 41 Třmen vstřikovače CR

4.2 Výpočet šroubového spoje

Rozměry třmenu vstřikovače důležité pro výpočet

Vzdálenost osy šroubu a středu podpěry na hlavě:	$a = 22 \text{ mm}$
Vzdálenost osy šroubu a středu podpěry na vstřikovači:	$b = 22 \text{ mm}$

Hodnoty šroubového spoje

Vnější průměr závitu:	$d = 8 \text{ mm}$
Střední průměr závitu:	$d_2 = 7,188 \text{ mm}$
Vnitřní průměr závitu:	$d_3 = 6,466 \text{ mm}$
Rozteč závitu:	$P = 1,25 \text{ mm}$
Úhel stoupání závitu:	$\gamma = 2,84^\circ$
Třecí úhel:	$\rho = 8,53^\circ$
Střední průměr styčné plochy hlavy šroubu:	$d_x = 10,5 \text{ mm}$
Součinitel tření v drážce závitu:	$\mu_1 = 0,15$
Součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou:	$\mu_2 = 0,22$
Mez pevnosti v tahu šroubu:	$R_m = 1000 \text{ MPa}$
Počet využitých závitů v hlavě motoru:	$i = 11$
Přítlačná síla vstřikovače do sedla [7]:	$F_1 = 5500 \text{ N}$
Průměr vstřikovací trysky:	$d_{tr} = 7 \text{ mm}$
Mez kluzu materiálu šroubu:	$R_{p0,2} = 900 \text{ MPa}$
Maximální tlak ve válci motoru:	$p_{\max} = 14 \text{ MPa}$

Výpočet utahovacího momentu

Je použit šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M8 x 28 ISO 4764 – 10.9.
Šroub s válcovou hlavou je použit z důvodu omezených prostorů.

$$\begin{aligned} \text{Potřebná síla na šroubu:} \quad F_Q &= \frac{F_1 \cdot (a + b)}{a} \\ F_Q &= 11000 \text{ N} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{Třecí moment v závitech:} \quad M_1 &= F_Q \cdot \tan(\gamma + \rho) \cdot \frac{d_2}{2} \\ M_1 &= 7,950 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{Třecí moment mezi hlavou šroubu a podložkou:} \quad M_2 &= \frac{F_Q \cdot d_x \cdot \mu_2}{2} \\ M_2 &= 12,705 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{Celkový utahovací moment:} \quad M_U &= M_1 + M_2 \\ M_U &= 20,655 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (4)$$

Tlak v závitech

Výška nosné části závitu:
$$H = \frac{d - d_3}{2} \quad (5)$$

$$H = 0,767 \text{ mm}$$

Tlak v závitech:
$$p = \frac{4 \cdot F_Q}{i \cdot \pi \cdot (d^2 - d_3^2)} \quad (6)$$
$$p = 57,405 \text{ MPa}$$

Dovolený tlak v závitech je 150 – 200 MPa.

Kontrola šroubu na tah

Průřez šroubu:
$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (7)$$

$$A_s = 36,580 \text{ mm}^2$$

Napětí v ose šroubu:
$$\sigma = \frac{F_Q}{A_s} \quad (8)$$
$$\sigma = 300,710 \text{ MPa}$$

Bezpečnost šroubového spoje je podle literatury zvolena na hodnotu 2

Dovolené namáhání šroubu:
$$\sigma_{dov} = \frac{R_{P0.2}}{2} \quad (9)$$

$$\sigma_{dov} = 450 \text{ MPa}$$

σ_{dov} je větší než napětí v ose šroubu. Kontrola je v pořádku.

Síly namáhající šroub při maximálním tlaku plynu ve válci

Síla od tlaku plynu působící na vstřikovač:

$$F_{tr} = \frac{\pi \cdot d_{tr}^2}{4} \cdot p_{\max} \quad (10)$$

$$F_{tr} = 538,725 \text{ N}$$

Síla od tlaku působící na šroubový spoj:

$$F_{tr1} = F_{tr} \cdot \frac{a+b}{a} \quad (11)$$

$$F_{tr1} = 1077,566 \text{ N}$$

Nejvyšší síla namáhající šroubové spojení:

$$F_C = F_{tr1} + F_Q \quad (12)$$

$$F_C = 12077,566 \text{ N}$$

Reakce síly mezi vstřikovačem a třmenem:

$$F_{VS} = F_C \cdot \frac{a}{a+b} \quad (13)$$

$$F_{VS} = 6038,783N$$

Reakce síly mezi hlavou a třmenem: $F_{HL} = F_C \cdot \frac{b}{a+b}$ (14)

$$F_{HL} = 6038,783N$$

Výpočet únavového namáhání šroubu

Šroub je namáhán cyklickým zatížením.

Nejmenší průřez šroubu: $S_M = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}$ (15)

$$S_M = 32,820mm^2$$

Amplituda napětí: $\sigma_a = \frac{F_C - F_Q}{2 \cdot S_M}$ (16)

$$\sigma_a = 16,416MPa$$

Horní napětí: $\sigma_h = \frac{F_C + F_Q}{2 \cdot S_M}$ (17)

$$\sigma_h = 351,577MPa$$

Wöhlerovo napětí: $(\sigma_{CK})_d = \frac{\sigma_C \cdot \nu_\sigma}{\beta_0}$ (18)

$$(\sigma_{CK})_d = 76,923MPa$$

kde: Součinitel velikosti $\nu_\sigma = 1$

Vrubový součinitel $\beta_\sigma = 5,2$

Mez únavy materiálu šroubu $\sigma_C = 400MPa$

Součinitel vlivu asymetrie cyklu: $(\psi_\sigma)_d = \frac{\psi_\sigma}{(\beta_\sigma)_d}$ (19)

$$(\psi_\sigma)_d = 0,019$$

kde: Koeficient $\psi_\sigma = 0,1$

Vrubový součinitel $(\beta_\sigma)_d = 5,2$

Součinitel bezpečnosti vzhledem k amplitudě napětí:

$$k_a = \frac{(\sigma_{CK})_d - (\psi_\sigma)_d \cdot \sigma_Q}{(1 + (\psi_\sigma)_d) \cdot \sigma_a} \quad (20)$$
$$k_a = 4,217$$

Součinitel bezpečnosti vzhledem k horní síle zátěžného cyklu:

$$k = \frac{2 \cdot (\sigma_{CK})_d + [1 - (\psi_\sigma)_d] \cdot \sigma_Q}{(1 + (\psi_\sigma)_d) \cdot \sigma_h} \quad (21)$$

$$k = 1,38$$

Podle literatury [10] hodnoty bezpečnosti vyhovují.

4.3 Pevnostní analýza třmenu vstřikovače

Pro provedení pevnostní analýzy je vybrán nově navržený třmen vstřikovače CR (**Obr. 41**). 3D model třmenu vstřikovače je navržen v programu ProEngineer Wildfire 3.0. Cílem této části diplomové práce je provést analýzu napětí v tělese a tím potvrdit možnost jeho použití v praxi.

Samotná pevnostní analýza je zpracována pomocí MKP programu Ansys Workbench 11. Tento softwarový program je založen na metodě konečných prvků. Pro zjednodušení výpočtu a zkrácení výpočetního času je do výpočtu zahrnuta část hlavy, třmen vstřikovače, část tělesa vstřikovače, kulová podložka a hlava šroubu jako zátěžný prvek. Původně bylo v plánu zahrnout do výpočtu celou část hlavy viz **Obr. 40**, to se ale ukázalo jako nereálné a pro analýzu zbytečné.

Analýza třmenu je řešena jako kontaktní úloha se čtyřmi kontakty:

- kontakt mezi hlavou válce a třmenem vstřikovače
- kontakt mezi třmenem vstřikovače a tělesem vstřikovače
- kontakt mezi třmenem vstřikovače a kulovou podložkou
- kontakt mezi kulovou podložkou a hlavou šroubu

Po importu modelu z programu Proengineer Wildfire 3.0 do MKP programu Ansys Workbench 11 jsou nadefinovány materiálové vlastnosti:

Část hlavy válce motoru – šedá litina

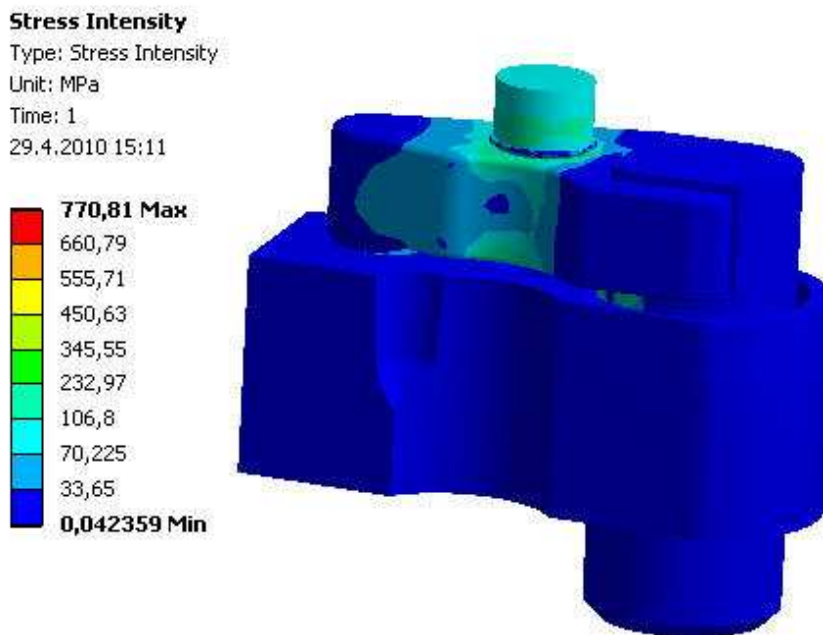
Třmen vstřikovače – ocel 16220 ($R_m = 883\text{MPa}$, $R_e = 588\text{MPa}$)

Část tělesa vstřikovače, hlava šroubu a kulová podložka – ocel

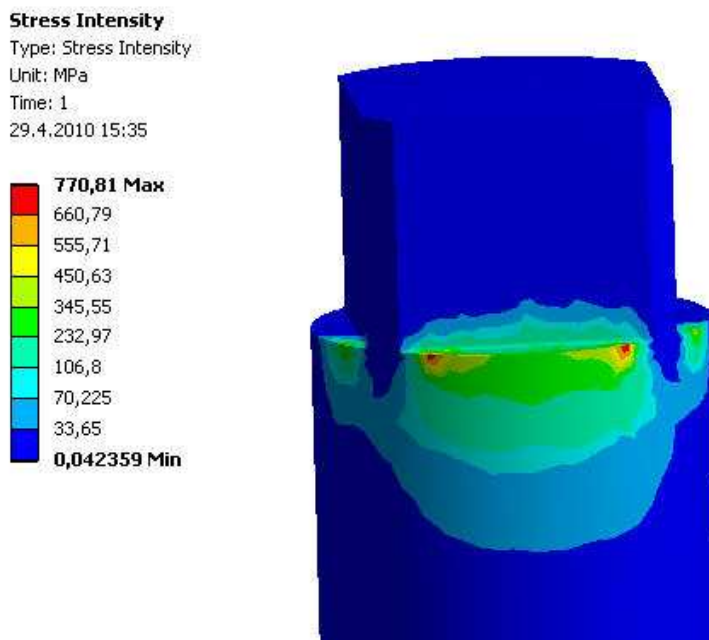
Po provedení „vysíťování“ těles v programu Ansys Workbench 11 je zadána zátěžná síla v ose šroubu. Hodnota síly je dopočítána z hodnoty přítláčné síly vstřikovače do sedla 5500 N.

4.3.1 Výsledky pevnostní analýzy

Podle předpokladu plynoucího z geometrie třmenu, nejvyšší namáhání je v kontaktních místech mezi třmenem vstřikovače a tělesem vstřikovače. Zde je namáhání na úrovni přibližně 770 MPa. Toto špičkové napětí se vyskytuje pouze v několika elementech sítě. V praxi lze v těchto místech očekávat určitou deformaci tělesa.



Obr. 42 Výsledek pevnostní analýzy, celkový pohled na řešenou část



Obr. 43 Výsledek pevnostní analýzy, napětí v tělese vstřikovače

Na **Obr. 43** je vidět špičkové napětí ve dvou místech tělesa vstřikovače. Z geometrie třmenu a jeho předpokládaného průhybu je větší napětí v tělese vstřikovače blíže ke šroubu, které se dále od šroubu se snižuje.

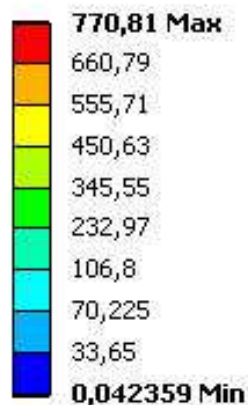
Stress Intensity

Type: Stress Intensity

Unit: MPa

Time: 1

29.4.2010 15:19



Obr. 44 Výsledek pevnostní analýzy, napětí v třmenu vstřikovače

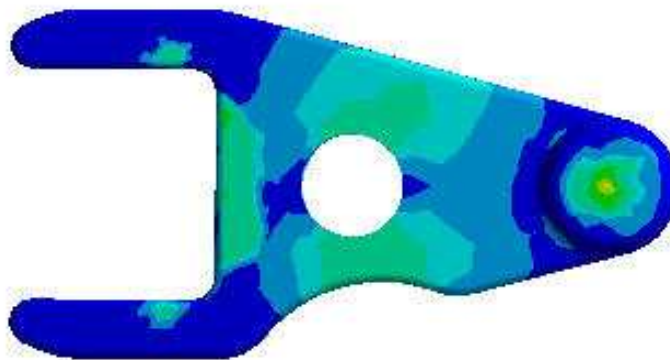
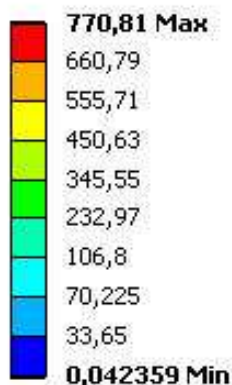
Stress Intensity

Type: Stress Intensity

Unit: MPa

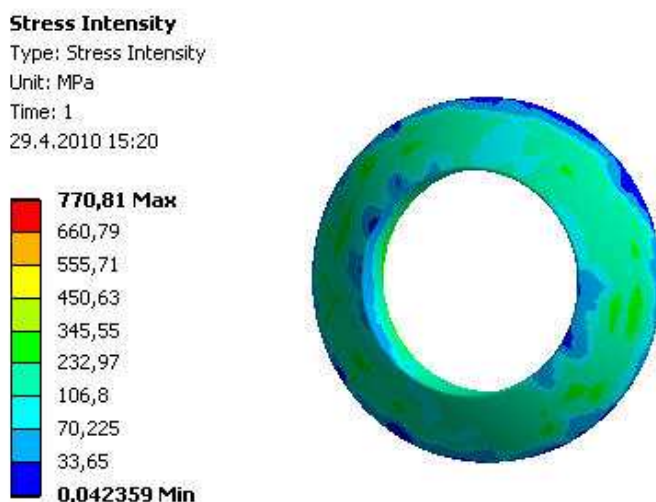
Time: 1

29.4.2010 15:19



Obr. 45 Výsledek pevnostní analýzy, napětí v třmenu vstřikovače, pohled zespodu

Opět lze pozorovat v kontaktních místech zvýšení napětí. Dalším důležitým místem vstřikovače je stěna mezi dírou pro šroub a hranou třmenu. Zde je namáhání na úrovni přibližně 300 MPa, což je pro materiál třmenu vstřikovače přijatelné.



Obr. 46 Výsledek pevnostní analýzy, napětí kulové podložky, pohled zespodu

5 VYSOKOTLAKÁ ČERPADLA PRO ZÁSTAVBU

V současnosti je na trhu několik výrobců vysokotlakých čerpadel. Mezi jedničku na světovém trhu se řadí společnost Bosch Diesel. O druhé místo se dělí společnosti Delphi a Denso. Všechny společnosti nabízejí kompletní vstřikovací systémy Common Rail, tedy včetně tlakového zásobníku nebo vstřikovačů, pro motory osobních automobilů ale i pro motory užitkových aplikací.

Mimo tyto přední světové výrobce komponentů systému CR jsou na trhu i další společnosti, které dosud vyrábí jiné vstřikovací systémy a systémem Common Rail se teprve zabývají ve vývoji. Mezi takovou společnost patří tuzemská firma Motorpal, a.s. Společnost dodává pro motory Zetor systémy vstřikování řadovým čerpadlem již několik desetiletí a je tedy velmi pravděpodobné, že bude v budoucnu pro motory Zetor dodávat i systém vstřikování Common Rail.

Z možných vysokotlakých čerpadel světových výrobců se jako použitelné jeví:

Bosch CP3 nebo CP4
Denso U2 HP3 nebo U2 HP4
Delphi DFP1

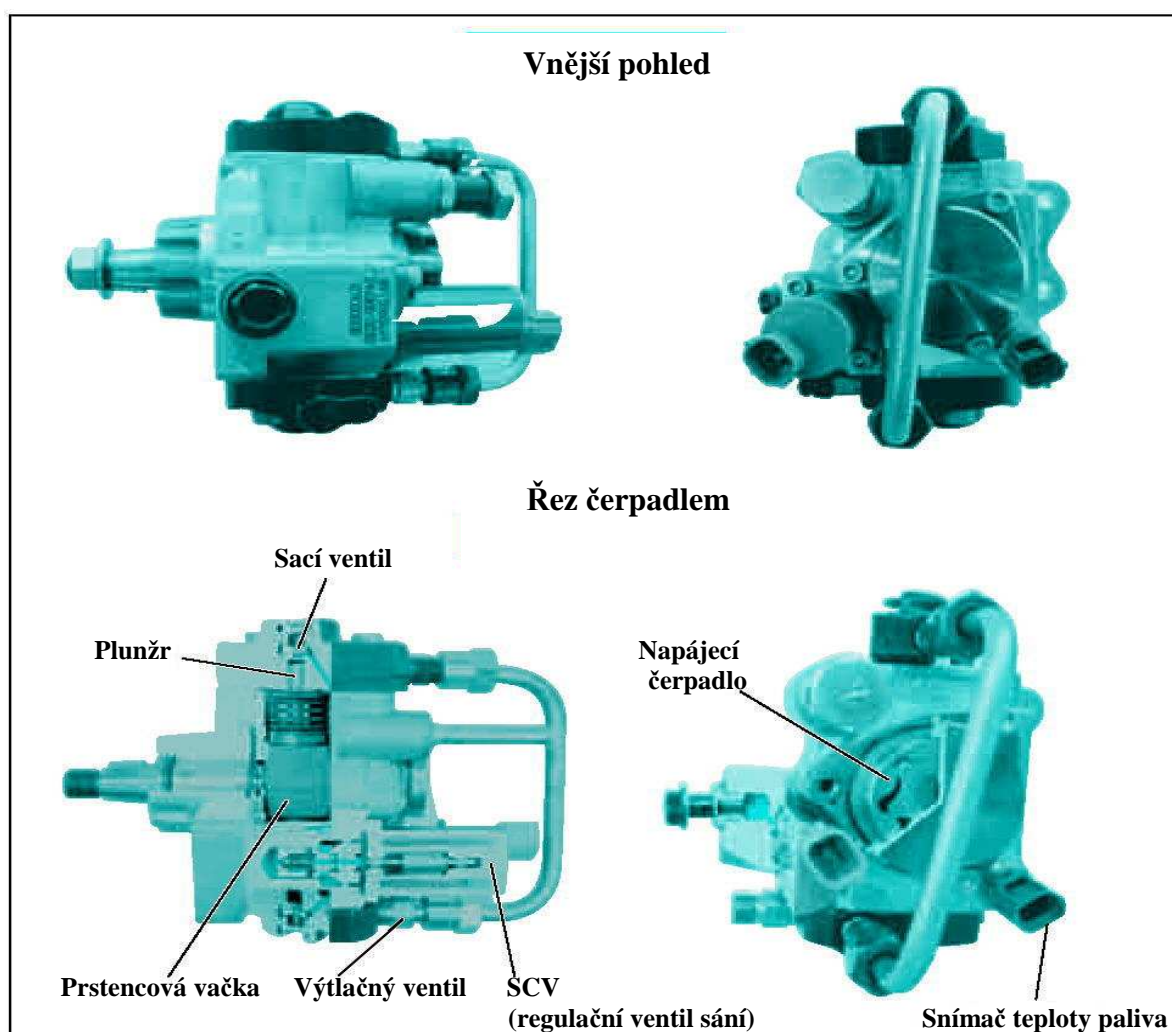
V současných moderních motorech světových výrobců zemědělských a užitkových aplikací je rozšířeno používání vysokotlakých čerpadel od společnosti Denso. Tyto se používají např. v motorech traktorů John Deere, Kubota nebo Claas. Vysokotlaké systémy od společnosti Bosch Diesel používají např. traktory Fendt, New Holland a Valtra.

V průběhu řešení diplomové práce byly získány modely vysokotlakého čerpadla Denso U2 HP3 a vysokotlakého čerpadla Motorpal. Proto bylo rozhodnuto o dvou variantách zástavby systému Common Rail s různými vysokotlakými čerpadly.

5.1 Vysokotlaké čerpadlo Denso U2 HP3

5.1.1 Konstrukce vysokotlakého čerpadla Denso HP3

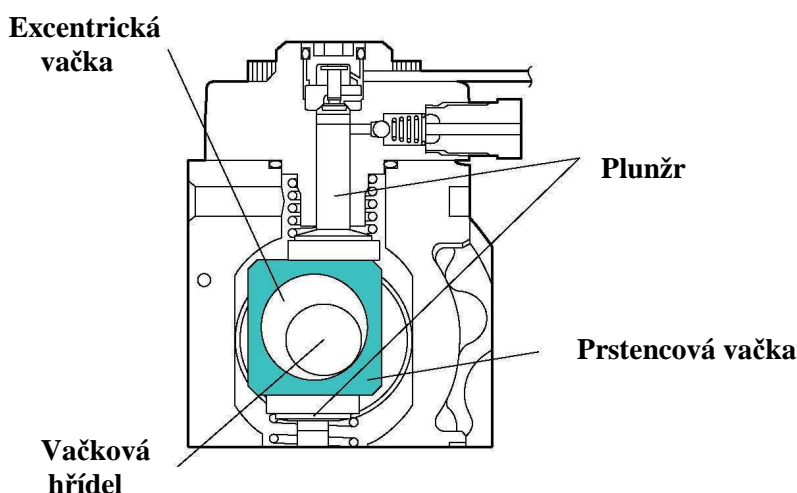
Vysokotlaké čerpadlo Denso HP3 se skládá ze soustavy čerpací jednotky (excentrická vačka, prstencová vačka a dva plunžry), z regulačního ventilu sání, snímače teploty paliva a z napájecího čerpadla trochoidního typu. Vysokotlaké čerpadlo může být poháněno stejnou nebo poloviční rychlostí otáčení motoru. Poloviční rychlost je výhodná pro zástavbu místo řadového čerpadla, které využívá polovičních otáček vůči klikové hřídeli. Maximální vytvořený tlak je 1800 bar. Zkratka U2 znamená použití v užitkových aplikacích.



Obr. 47 Zobrazení vysokotlakého čerpadla Denso U2 HP3 [9]

5.1.2 Vytváření tlaku paliva vysokotlakým čerpadlem Denso HP3

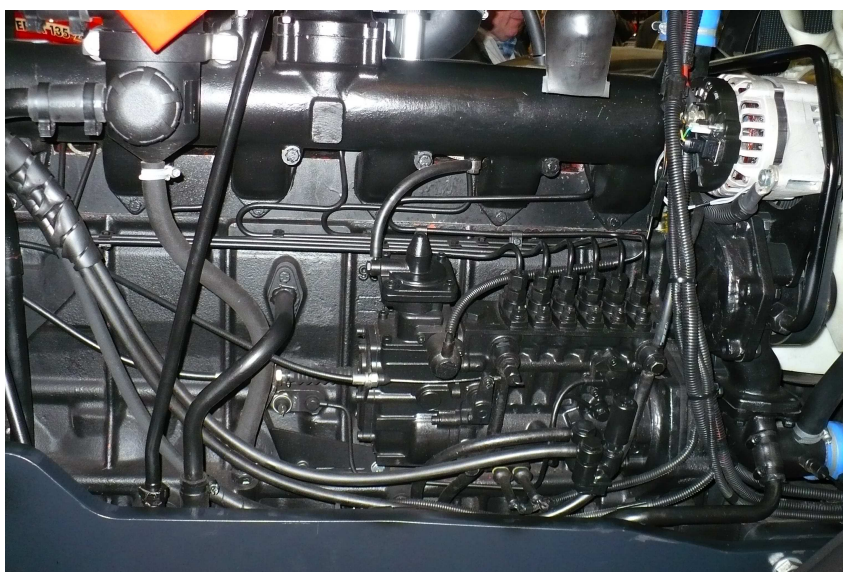
Vysoký tlak paliva vytváří vysokotlaké čerpadlo pomocí dvou plunžrů umístěných symetricky nad a pod prstencovou vačkou. Excentrická vačka umístěná na vačkové hřídeli způsobuje při otáčení kmitavý pohyb prstencové vačky, která ovládá pohyb plunžrů. Samotná prstencová vačka se neotáčí.



Obr. 48 Řez vysokotlakým čerpadlem Denso U2 HP3 [8]

5.2 Zástavba vysokotlakého čerpadla Denso U2 HP3

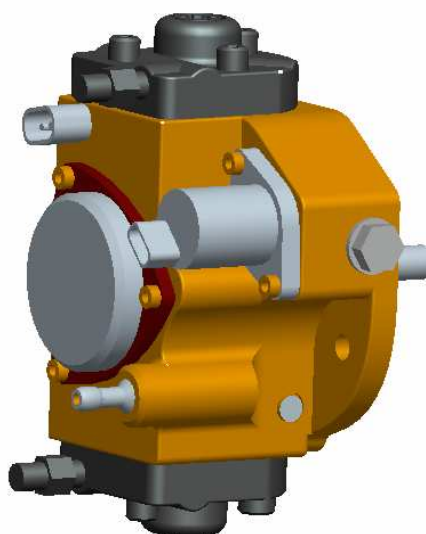
Vybraný šestiválcový traktorový motor pro zástavbu systému Common Rail je v současné době osazen řadovým vstřikovacím čerpadlem. Vysokotlaké čerpadlo musí být umístěno na původním místě řadového čerpadla a to tak, že osa pohonu řadového čerpadla musí být ve stejné poloze jako osa vysokotlakého čerpadla.



Obr. 49 Šestiválcový traktorový motor Zetor osazený původním řadovým čerpadlem

5.2.1 Model vysokotlakého čerpadla Denso U2 HP3

Pro vytvoření 3D modelu vysokotlakého čerpadla sloužil reálný komponent instalovaný na traktorovém motoru Deere 4045. Samotný 3D model je vytvořen v programu Proengineer Wildfire 3.0.

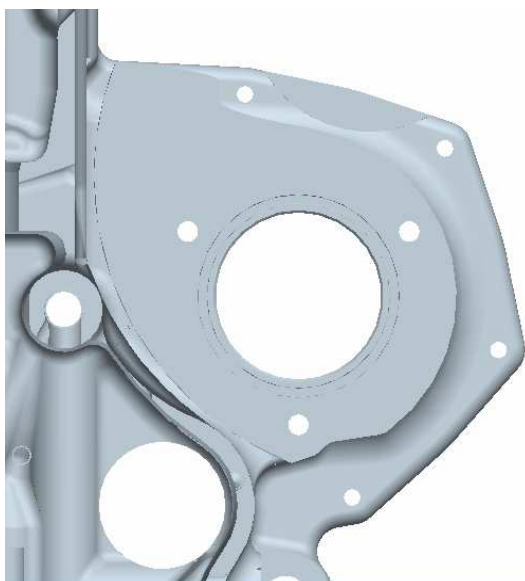


Obr. 50 3D model vysokotlakého čerpadla Denso U2 HP3

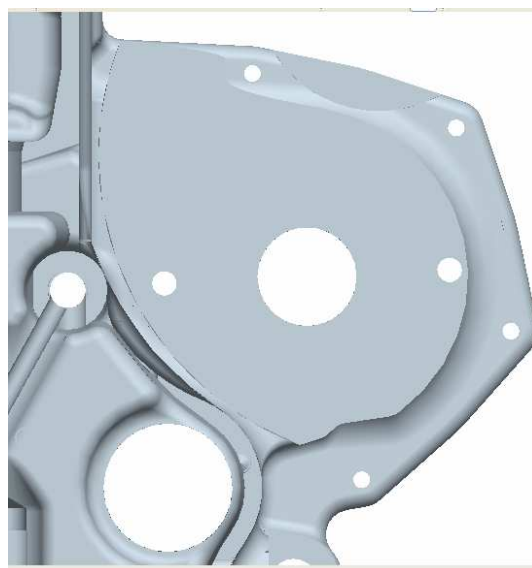
5.2.2 Zástavba do bloku motoru

Původní nálietek pro uchycení řadového čerpadla je upraven pouze v poloze děr pro šrouby a ve změně velikosti středového osazení čerpadla. Pouze takováto změna je výhodná pro snížení nákladů při změně výroby, kdy forma pro výrobu bloku motoru může zůstat stejná a změna je jenom v obráběných částech.

Vysokotlaké čerpadlo Denso se upevňuje dvěma šrouby M10x30 ISO 4017 s příslušnou podložkou na roztečné kružnici 115 mm. Čerpadlo je přikloněno o 22° k bloku motoru podle osy elementu z důvodů omezených prostorů. Dle sdělení firmy T.A.D. Praha však může být uchycení i jiné - záleží na domluvě mezi výrobcem motorů a výrobcem vysokotlakého čerpadla.



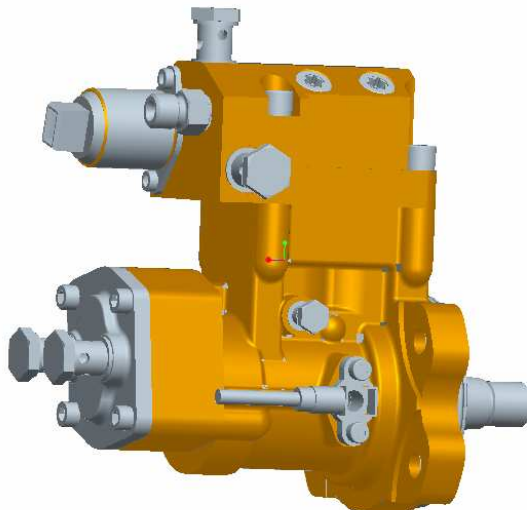
Obr. 51 Původní nálietek pro řadové čerpadlo



Obr. 52 Upravený nálietek pro vysokotlaké čerpadlo Denso U2 HP3

5.3 Vysokotlaké čerpadlo Motorpal

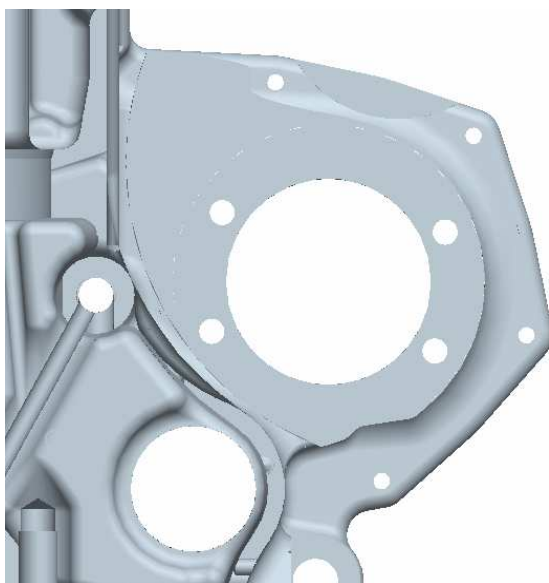
Pro potřeby řešení diplomové práce byl firmou Motorpal, a.s., poskytnut 3D model prototypu vysokotlakého čerpadla, které se vyvíjí pro motory Zetor. Jelikož se jedná o prototyp, který se dosud nevyrábí, nejsou známy žádné technické parametry. Jediným zjištěným údajem je, že se jedná o čerpadlo dvouplunžrové (podobné čerpadlu Bosch CP2).



Obr. 53 3D model vysokotlakého čerpadla Motorpal

5.3.1 Zástavba do bloku motoru

Pro instalaci vysokotlakého čerpadla Motorpal je nutno pouze změnit umístění závitových děr a zvětšit středové osazení na průměr 85 mm. Vysokotlaké čerpadlo Motorpal je k nálitku bloku motoru přichyceno čtyřmi šrouby M10x30 ISO 4017 s příslušnou podložkou na roztečné kružnici 105 mm. Čerpadlo je odkloněno 5° od bloku motoru podle jeho svislé osy, což je opět zapříčiněno omezeným prostorem.



Obr. 54 Upravený nálietek pro vysokotlaké čerpadlo Motorpal

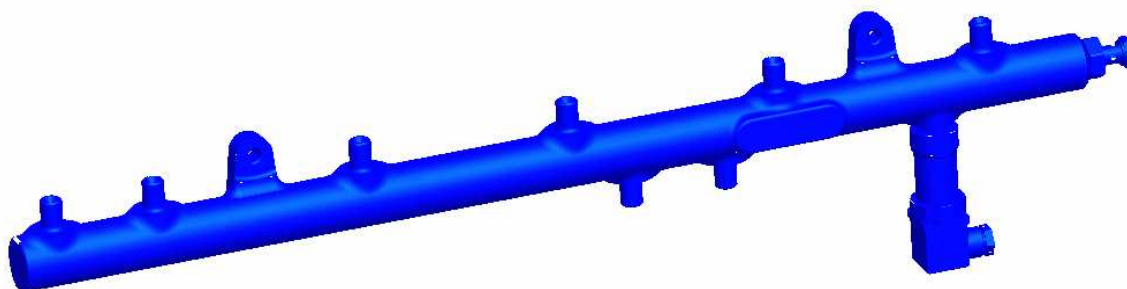
6 VYSOKOTLAKÝ ZÁSObNÍK

3D model vysokotlakého zásobníku pro šestiválcový motor je vytvořen z modelu tlakového zásobníku dodaný společností Motorpal. Tlakový zásobník obsahuje přípojky pro připojení vysokotlakých trubek, dále přípojku pro snímač tlaku a regulační ventil.

Vysokotlaký zásobník je pro obě navržené varianty téměř stejný. Výjimkou je pouze část s přípojkou pro připojení vysokotlakého potrubí od vysokotlakého čerpadla. Při použití vysokotlakého čerpadla Motorpal je přípojka pouze jedna. Při použití vysokotlakého čerpadla Denso jsou přípojky dvě, ovšem je možná i druhá varianta, kdy jsou dva výstupy vysokotlakého čerpadla spojeny do jednoho a ten je přiveden do vysokotlakého zásobníku. V tomto případě by byl tlakový zásobník pro obě varianty stejný.

Na tlakovém zásobníku jsou dva nálitky pro uchycení. Tlakový zásobník je připevněn pomocí dvou šroubů M8 x 40 ISO 4017 a příslušné podložky pod sací komorou. Pro připojení je využito již vytvořených závitů v hlavě motoru, které slouží pro uchycení sací komory.

Tlakový zásobník nepřesahuje rozměry bloku motoru v podélné rovině. To je důležité zejména z důvodu zástavby motoru do traktoru.

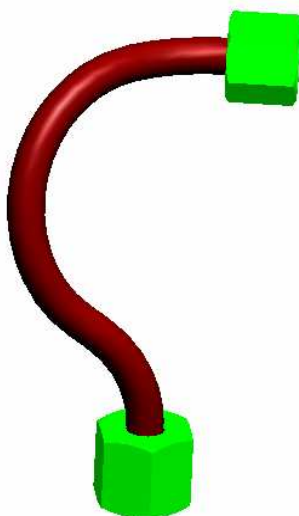


Obr. 55 Vysokotlaký zásobník pro variantu s vysokotlakým čerpadlem Denso U2 HP3

7 VYSOKOTLAKÉ TRUBKY

Rozměr vysokotlakých trubek je navržen dle **Tab. 4** a jsou vyrobeny z kvalitních pevnostních trubek. Pro tuto diplomovou práci je zvolen vnější průměr trubky 8 mm. Vysokotlaké trubky propojující tlakový zásobník a vstřikovače jsou u tohoto šestiválcového motoru v pěti případech stejné. U prvního válce je však použit jiný tvar (zakřivení) vysokotlaké trubky z důvodu omezení přesahu vysokotlaké trubky mimo maximální rozměry bloku motoru. Délka všech vysokotlakých trubek je stejná. Navržené vysokotlaké trubky jsou stejné u obou navržených variant řešení. S ohledem na zástavbové prostory je voleno maximální možné zakřivení trubek.

Vysokotlaké trubky propojující vysokotlaké čerpadlo a tlakový zásobník jsou u varianty s vysokotlakým čerpadlem Denso dvě. Mají stejnou délku a jsou pouze jinak zakřiveny pro vhodnou zástavbu. U varianty s vysokotlakým čerpadlem Motorpal je tato trubka pouze jedna. Konce vysokotlakých trubek jsou opatřeny kuželovým zakončením a přesuvnými maticemi na obou stranách.

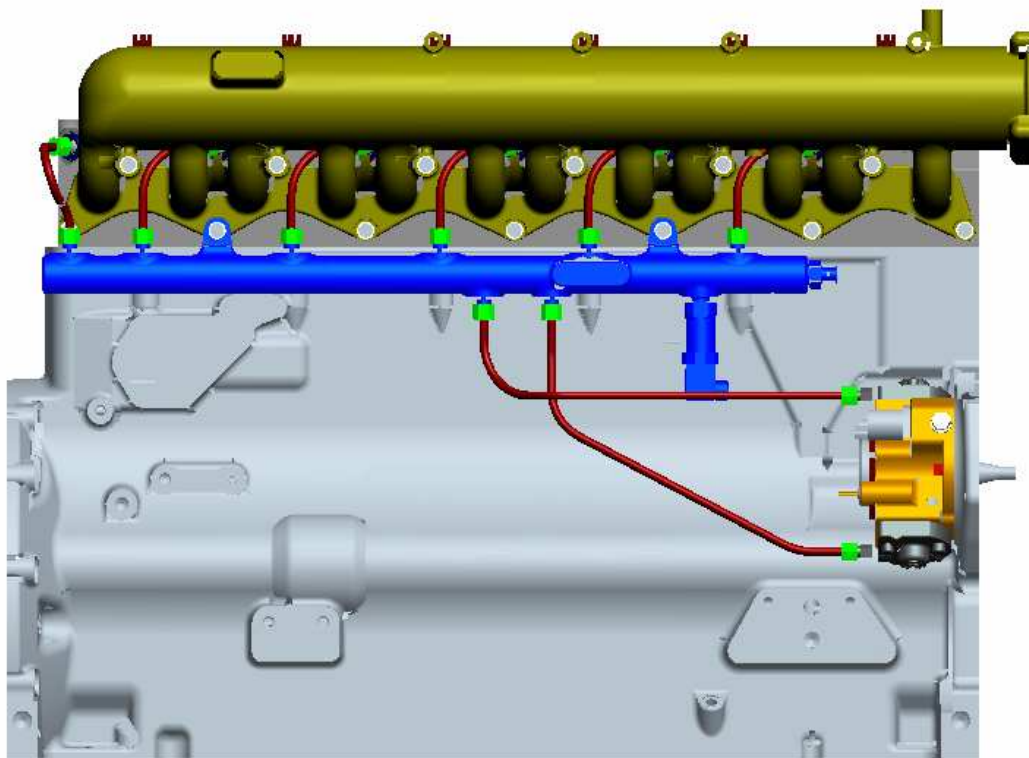


Obr. 56 Vysokotlaká trubka pro první válec

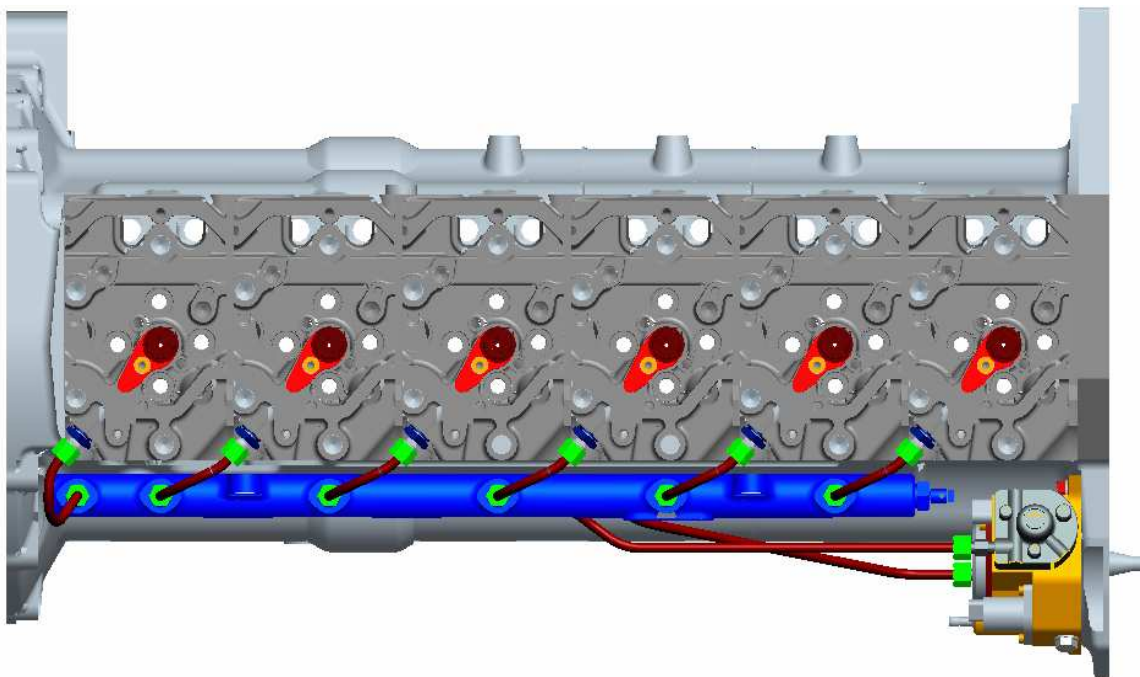
8 INSTALACE SYSTÉMU COMMON RAIL NA ŠESTIVÁLCOVÉM TRAKTOROVÉM MOTORU

8.1 Varianta s použitím vysokotlakého čerpadla Denso

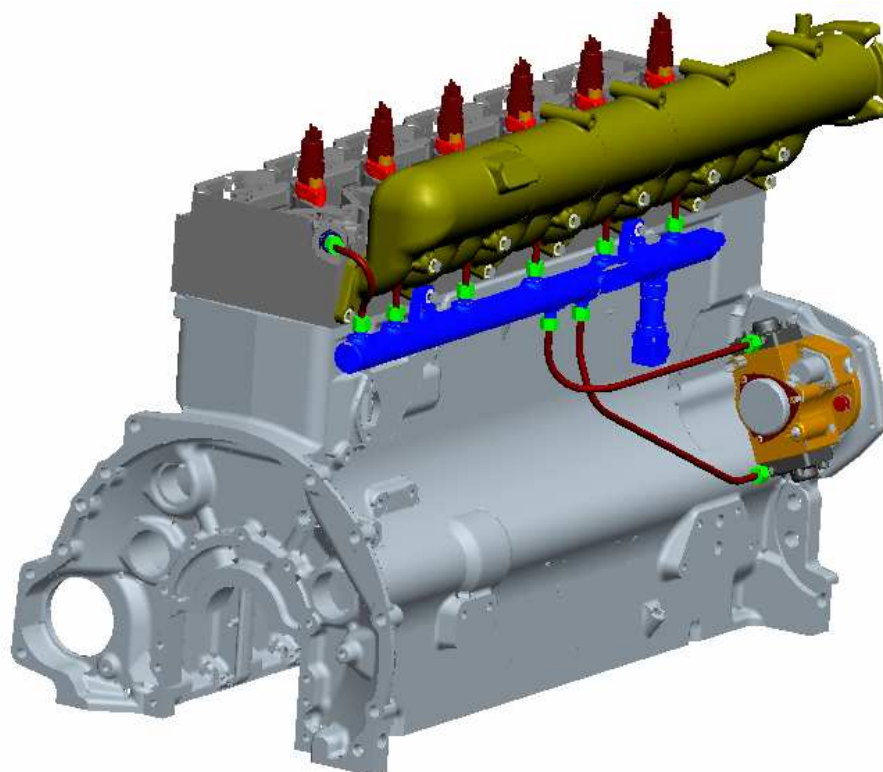
Použití vysokotlakého čerpadla Denso U2 HP3.



Obr. 57 Boční pohled na instalovaný vstříkací systém Common Rail s vysokotlakým čerpadlem Denso U2 HP3



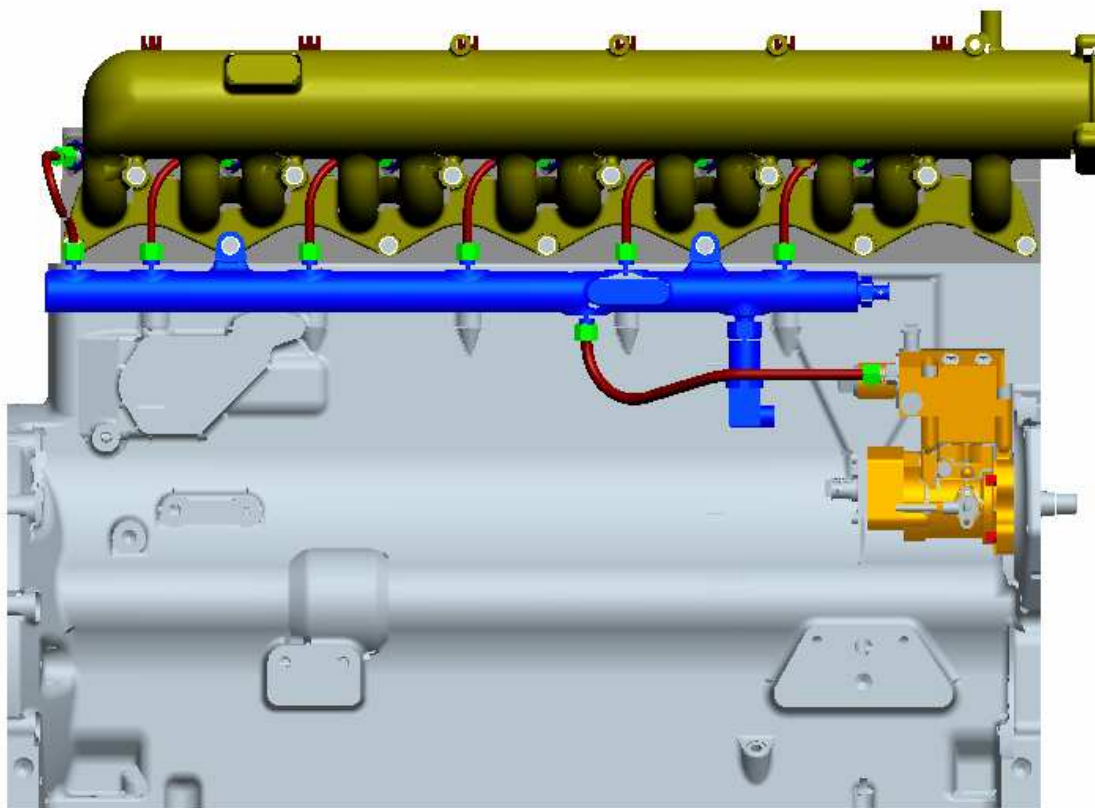
Obr. 58 Pohled shora na instalovaný vstříkovací systém Common Rail s vysokotlakým čerpadlem Denso U2 HP3, bez sací komory



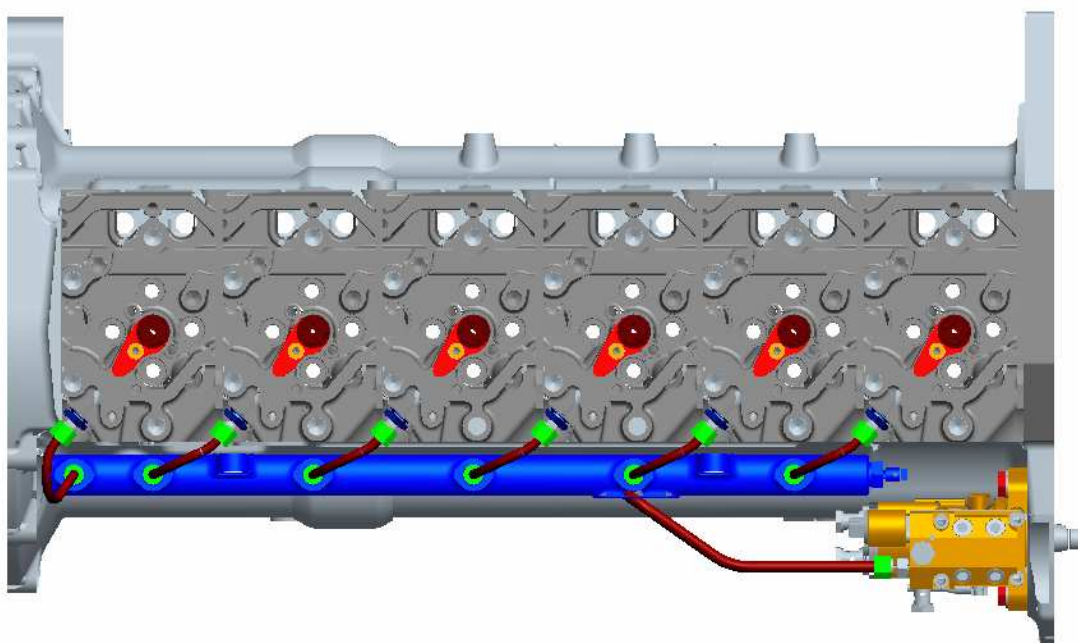
Obr. 59 Pohled šikmo zezadu na instalovaný vstříkovací systém Common Rail s vysokotlakým čerpadlem Denso U2 HP3

8.2 Varianta s použitím vysokotlakého čerpadla Motorpal

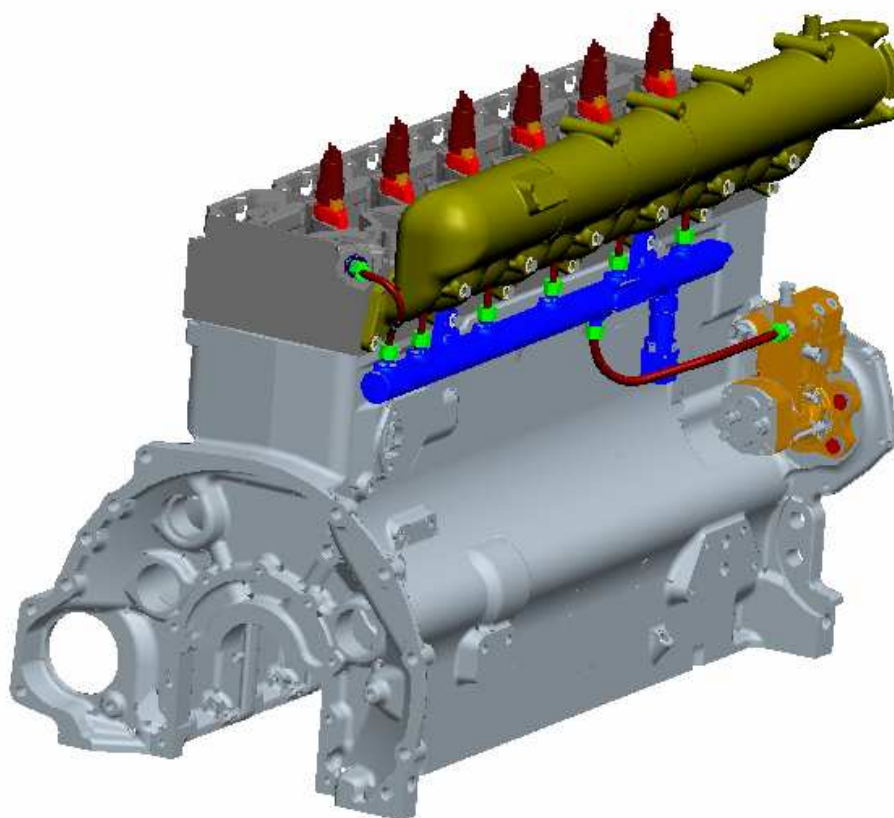
Použití vysokotlakého čerpadla Motorpal.



Obr. 60 Boční pohled na instalovaný vstříkovací systém Common Rail s vysokotlakým čerpadlem Motorpal



Obr. 61 Pohled shora na instalovaný vstříkovací systém Common Rail s vysokotlakým čerpadlem Motorpal, bez sací komory



Obr. 62 Pohled šikmo zezadu na instalovaný vstřikovací systém Common Rail s vysokotlakým čerpadlem Motorpal

9 ZÁVĚR

V této diplomové práci je proveden návrh instalace vysokotlakého vstřikovacího systému paliva Common Rail. Instalace systému je provedena na šestiválcový traktorový motor od společnosti Zetor. Jsou navrženy dvě varianty řešení, které využívají vysokotlaká čerpadla od různých společností. Varianta první používá vysokotlaké čerpadlo společnosti Denso, druhá varianta používá vysokotlaké čerpadlo společnosti Motorpal. Pro vyvinutí přítláčné síly vstřikovače Common Rail do sedla je navržen nový třmen vstřikovače. Jeho pevnostní ověření je součástí této diplomové práce. Pevnostní analýza třmenu vstřikovače současně s pevnostním ověřením použitého šroubu ukazuje možnost jeho výroby a použití v praxi. Veškeré konstrukční úpravy při instalaci systému Common Rail na blok a hlavu motoru jsou řešeny tak, aby bylo jen minimálně zasahováno do současné konstrukce. To je výhodné pro snížení nákladů při přechodu výroby na nový vstřikovací systém.

Systém Common Rail má nahradit klasické konvenční vstřikování řadovým čerpadlem. Tato změna je u motorů společnosti Zetor zapříčiněna zejména stále se zpřísnujícími legislativními podmínkami na emise spalovacích motorů. Použití systému Common Rail bude umožňovat traktorům Zetor i další možnosti rozvoje jako je např. datová sběrnice CAN BUS, která se využívá i pro komunikaci s přípojným pracovním strojem.

Dalším vývojem systému Common Rail na šestiválcovém traktorovém motoru, započatý v této diplomové práci, může být pevnostní ověření ostatních komponentů systému, jako je tlakový zásobník nebo vysokotlaké trubky včetně šroubového spojení přesuvnou maticí. Důležitou částí je i návrh nízkotlaké větve systému, kde je třeba navrhnout a vhodně

umístit palivový filtr, aby byl lehce dosažitelný a vyměnitelný. V neposlední řadě je třeba navrhnout a umístit snímače a čidla důležitá pro řízení systému Common Rail a navrhnout řídicí jednotku. Pro další vývoj je však nezbytné vybrat vhodnou společnost zabývající se vývojem vstřikovacích systémů a dále spolupracovat pouze s ní. To je důležité zejména z důvodu zkušeností společnosti se vstřikovacími systémy, jejich výrobou, testováním a v neposlední řadě zajištěním jejich servisu. Jistá spolupráce s firmou Motorpal a.s. již byla navázána v této diplomové práci.

Při řešení diplomové práce bylo dále zjištěno, že servisní střediska traktorů jiných výrobců, které používají vstřikovací systém Common Rail, zaznamenávají problémy spojené s vysokou citlivostí tohoto systému na čistotu motorové nafty (komponenty systému Common Rail jsou velmi přesně vyrobeny a jakákoliv nečistota obsažená v naftě je může poškodit, což je v praxi častý problém). Jakékoliv poruchy jsou nežádoucí, neboť součásti systému Common Rail jsou několikrát dražší než komponenty konvenčního vstřikování a časté opravy by snížily výhody vysokotlakého vstřikování Common Rail. Proto je třeba dobře zvážit použití tohoto systému v motorech Zetor, především v těch, které jsou exportovány do zemí, kde není kvalita motorové nafty na vysoké úrovni, jelikož zde lze očekávat častější poruchy na vstřikovacím systému a s tím spojené nežádoucí odstavení traktoru z provozu.

10 POUŽITÁ LITERATURA

[1] LANDHÄUBER, Felix; HANÁK, Stanislav. *Systém vstřikování s tlakovým zásobníkem Common Rail pro vznětové motory*. 1. české vydání. Praha: Robert Bosch, 2005. 95 s. ISBN 80-903132-7-2.

[2] FERENC, Bohumil. *Spalovací motory : Karburátory, vstřikování paliva a optimalizace parametrů motoru*. vyd. 3. Brno : Computer press, 2009. 388 s. ISBN 978-80-251-2545-8.

[3] BAUER, František; SEDLÁK, Pavel; ŠMERDA, Tomáš. *Traktory*. vyd. 1. Praha : Profi press, 2006. 186 s. ISBN 80-86726-15-0.

[4] BOHÁČEK, František a kol.,. *Části a mechanismy strojů 1 : Zásady konstruování spoje*. vyd. 1. Ostrava : Vysoké učení technické v Brně, 1981. 319 s.

[5] RAUSCHER, Jaroslav, *Spalovací motory*, VUT FSI v Brně. [PDF dokument].

[6] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. vyd. 3. Brno : Scientia, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.

[7] OŠMERA, Petr. *Systém common-rail pro čtyřválcový vznětový traktorový motor*, 2008. 72s. FSI VUT v Brně. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

[8] *Materiály firmy T.A.D. Praha s.r.o.*, 2010

[9] *Petroleum.cz* [online]. c2010 [cit. 2010-04-26]. Petroleum.cz. Dostupné z WWW: <<http://www.petroleum.cz/vyrobky/nafta-stavajici-pozadavky.aspx>>.

[10] *Petroleum.cz* [online]. c2010 [cit. 2010-04-26]. Petroleum.cz. Dostupné z WWW: <<http://www.petroleum.cz/vyroby/nafta-nove-pozadavky.aspx>>.

[11] Common rail In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 22. 8. 2007, 12. 4. 2010 [cit. 2010-04-26]. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Common_rail>.

[12] *ZETOR traktory - Morava - Mitrenga a.s* [online]. 2010 [cit. 2010-04-26]. Zetor Maxterra. Dostupné z WWW: <<http://www.zetormorava.cz/zetor/4-TRAKTORY-ZETOR/55-Maxterra>>.

[13] *Langlely volkswagen* [online]. 3. březen 2009 [cit. 2010-04-26]. TDI-PD = Pumpe Düse. Dostupné z WWW: <<http://www.langlelyvw.ca/tech/pd.html>>.

[14] *Bruno s.r.o.* [online]. 2010 [cit. 2010-04-26]. Mechanické vlastnosti ocelových šroubů - Bruno s.r.o. Dostupné z WWW: <<http://www.brunousti.cz/cs/technicke-info/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu>>.

11 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

OZNAČENÍ	NÁZEV	JEDNOTKA
a	Vzdálenost osy šroubu a středu podpory na hlavě	mm
A _S	Průřez šroubu	mm ²
b	Vzdálenost osy šroubu a středu podpory na vstřikovači	mm
d	Vnější průměr závitu šroubu	mm
d ₂	Střední průměr závitu	mm
d ₃	Vnitřní průměr závitu	mm
d _{tr}	Průměr vstřikovací trysky	mm
d _x	Střední průměr styčné plochy hlavy šroubu	mm
F _I	Přítlačná síla vstřikovače do sedla	N
F _C	Maximální síla namáhající šroubový spoj	N
F _{HL}	Reakce síly mezi hlavou a třmenem	N
F _Q	Síla v ose šroubu	N
F _{tr}	Síla od tlaku plynu působící na vstřikovač	N
F _{trl}	Síla od tlaku působící na šroubový spoj	N
F _{VS}	Reakce síly mezi vstřikovačem a třmenem	N
H	Výška nosné části závitu	mm
HP3	Dvouelementová vysokotlaká čerpadla Denso	-
i	Počet využitých závitů v hlavě motoru	-
k _a	Součinitel bezpečnosti vzhledem k amplitudě napětí	-
k	Součinitel bezpečnosti vzhledem k horní síle cyklu	-
M _I	Třecí moment v závitech	Nm

M_2	Třecí moment mezi hlavou šroubu a podložkou	Nm
M_U	Celkový utahovací moment	Nm
P	Rozteč závitu	mm
p	Tlak v závitech	MPa
p_{\max}	Maximální tlak plynu ve válci motoru	MPa
R_m	Mez pevnosti materiálu šroubu	MPa
$R_{p0.2}$	Mez kluzu materiálu šroubu	MPa
S_M	Nejmenší průřez šroubu	mm ²
U2	Označení čerpadel pro užitkové aplikace	-
β_σ	Vrubový součinitel	-
γ	Úhel stoupání závitu	°
μ_1	Součinitel tření v drážce závitu	-
μ_2	Součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou	-
ν_σ	Součinitel velikosti	-
ρ	Třecí úhel závitu	°
σ	Napětí v ose šroubu	MPa
σ_a	Amplituda napětí	MPa
σ_C	Mez únavy materiálu šroubu	MPa
σ_{CKd}	Wöhlerovo napětí	MPa
σ_{dov}	Dovolené napětí ve šroubu	MPa
σ_h	Horní napětí	MPa
$\psi_{\sigma d}$	Součinitel vlivu asymetrie cyklu	-

12 SEZNAM PŘÍLOH

Výkresy: Instalace Common Rail Denso U2 HP3 2-2010-000
 Instalace Common Rail Motorpal 2-2010-001
 Třmen vstřikovače 4-2010-002

Optický disk